



TUGAS AKHIR – TM141585

**PEMODELAN DAN ANALISIS PENGARUH
PERUBAHAN PARAMETER PADA SISTEM
TORSIONAL VIBRATION ABSORBER, VARIASI
TORSI *ENGINE* DAN BEBAN TERHADAP RESPON
DINAMIS DARI SISTEM PENGGERAK
DRIVETRAIN PADA TRUK**

ADISYLVA YUDHISTIRO
NRP. 2112100100

Dosen Pembimbing:
Dr. Harus Laksana Guntur, ST. M.Eng.

PROGRAM SARJANA
JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA 2016



FINAL PROJECT – TM141585

**MODELING AND ANALYSIS OF THE EFFECT OF
PARAMETER CHANGES IN THE TORSIONAL
VIBRATION ABSORBER SYSTEM, VARIATION OF
ENGINE TORQUE AND LOAD TOWARD DYNAMIC
RESPONSE FROM TRUCK DRIVETRAIN SYSTEM**

ADISYLVA YUDHISTIRO
NRP. 2112100100

Advisory Lecturer
Dr. Harus Laksana Guntur, ST. M.Eng.

BACHELOR PROGRAM
DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY
SURABAYA 2016

LEMBAR PENGESAHAN

PEMODELAN DAN ANALISIS PENGARUH PERUBAHAN PARAMETER PADA SISTEM *TORSIONAL VIBRATION* *ABSORBER*, VARIASI TORSI *ENGINE* DAN BEBAN TERHADAP RESPON DINAMIS DARI SISTEM PENGGERAK *DRIVETRAIN* PADA TRUK

TUGAS AKHIR

Diajukan untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

ADISYLVIA YUDHISTIRO

Nrp. 2112 100 100

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Dr. Eng. Harus L. G., ST., M.Eng. (Pembimbing)
NIP. 197505111999031801
2. Prof. Ir. I Nyoman S., M.Sc., Ph.D. (Penguji I)
NIP. 195106051978031002
3. Dr. Wiwiek Hendrawati, ST., MT. (Penguji II)
NIP. 197004121997032003
4. Moch. Solichin, ST., MT. (Penguji III)
NIP. 198908172015041003

SURABAYA

Juli 2016

**PEMODELAN DAN ANALISIS PENGARUH
PERUBAHAN PARAMETER PADA SISTEM
TORSIONAL VIBRATION ABSORBER, VARIASI
TORSI ENGINE DAN BEBAN TERHADAP RESPON
DINAMIS DARI SISTEM PENGGERAK
DRIVETRAIN PADA TRUK**

Nama : Adisylva Yudhistiro
NRP : 2112100100
Jurusan : Teknik Mesin ITS
Dosen Pembimbing : Dr. Harus Laksana Guntur, ST.
M. Eng.

Abstrak

Pada kenyataannya sering terjadi getaran yang berlebih pada sistem penggerak drivetrain dan dapat menyebabkan komponennya cepat rusak. Hal tersebut diatas dapat diredam dengan menggunakan Torsional Vibration Absorber yang merupakan massa tambahan yang dapat menjaga kondisi komponen yang berputar lebih stabil.

Dalam tugas akhir ini dilakukan pemodelan dan analisis pengaruh perubahan momen inersia, koefisien redam torsional dan frekuensi sistem Torsional Vibration Absorber terhadap torsi redam dan respon dinamis terhadap sistem penggerak drivetrain dengan variasi konstanta pegas torsional, torsi engine dan beban pada truk. Tahap awal penelitian ini dilakukan pemodelan dan simulasi sistem Torsional Vibration Absorber dengan input sinusoidal dan bump modified dengan frekuensi 2 dan 8 Hz dengan variasi konstanta pegas torsional sebesar 1400 – 3000 N.m/rad dan koefisien redam torsional sebesar 15 – 45 N.m.s/rad. Penelitian selanjutnya dilakukan penambahan sistem Torsional Vibration Absorber pada sistem penggerak drivetrain dengan input periodic variasi torsi engine sebesar 150 - 250 Nm dan bump modified variasi 240 – 400 kg.m².

Parameter sistem Torsional Vibration Absorber yang dipilih adalah konstanta pegas torsional 3000 N.m/rad dan koefisien redam torsional 45 N.m.s/rad. Penelitian selanjutnya dilakukan penambahan sistem Torsional Vibration Absorber pada sistem penggerak drivetrain, digunakan input periodic dan bump modified. Dengan divariasikannya torsi engine untuk input periodic, didapatkan bahwa semakin besar torsi engine maka nilai maksimum kecepatan dan percepatan semakin tinggi. Dan dari perbandingan sistem penggerak drivetrain dengan dan tanpa penambahan sistem Torsional Vibration Absorber, efek redaman meningkat untuk load, transmisi dan clutch sekitar 24 – 92 %. Kemudian untuk variasi momen inersia load dengan input bump modified, didapatkan bahwa semakin kecil momen inersia load maka settling time untuk komponen load, transmisi dan clutch yang terjadi akan semakin cepat dan nilai overshoot semakin besar. Dengan Torsional Vibration Absorber kondisi steady state terjadi 35 – 70 % lebih cepat dan besar nilai maksimum perpindahan, kecepatan dan percepatan 32 – 85 % lebih kecil.

Kata kunci : Torsional Vibration Absorber, Flywheel, karakteristik torsi redam, respon dinamis pada drivetrain, parameter sistem Torsional Vibration Absorber, parameter sistem drivetrain

MODELING AND ANALYSIS OF THE EFFECT OF PARAMETER CHANGES IN THE TORSIONAL VIBRATION ABSORBER SYSTEM, VARIATION OF ENGINE TORQUE AND LOAD TOWARD DYNAMIC RESPONSE FROM TRUCK DRIVETRAIN SYSTEM

Name : Adisylva Yudhistiro
NRP : 2112100100
Department : Mechanical Engineering FTI-ITS
Advisory Lecturer : Dr. Harus Laksana Guntur ST.,
M.Eng

Abstract

In fact excessive vibration in the drivetrain propulsion systems often happen and can cause rapid destruction of components. That excessive vibration can be damped by using Torsional Vibration Absorber that is an additional mass which can maintain the condition of rotating parts is more stable.

In this final project will be modeling and analysis of the effect of changes in torsional damping coefficient, torsional spring constant and frequency of Torsional Vibration Absorber system toward torsion damping and dynamic response of the drivetrain with a variety of engine torque and load on the truck. The initial stage of this research, modeling and simulation system Torsional Vibration Absorber with sinusoidal input and bump modified with a frequency of 2 and 8 Hz with a torsional spring constant variation of 1400-3000 N.m / rad and torsional damping coefficient of 15-45 N.m.s / rad. Subsequent research conducted Extra Torsional Vibration Absorber system on drivetrain drive system with periodic input engine torque variation of 150-250 Nm and bump modified variation of 240-400 kg.m².

Selected Torsional Vibration Absorber System Parameter is a torsional spring constant 3000 N.m / rad and torsional damping coefficient 45 N.m.s / rad. Subsequent research conducted Torsional Vibration Absorber system on drivetrain system, used

periodic input and bump modified. With variation of the engine's torque with periodic input, it was found that the larger engine torque, the maximum value of the velocity and acceleration is higher. And from a comparison of drivetrain system with and without the addition of Torsional Vibration Absorber systems, increased damping effect on load, transmission and clutch around 24-92%. Then for the variation of the inertia moment of load with bump modified input, it was found that the smaller the moment of inertia of the load, the settling time for the component load, transmission and clutch are going to be the faster and the overshoot's value get higher. With Torsional Vibration Absorber steady state conditions occur 35-70% faster and maximum value of displacement, velocity and acceleration of 32-85% smaller.

Keywords : Torsional Vibration Absorber, Flywheel, damping torque characteristics, dynamic response of drivetrain, system parameter of addition of Torsional Vibration Absorber on drivetrain

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	
LEMBAR PENGESAHAN	
ABSTRAK	i
ABSTRACT	iii
KATA PENGANTAR	v
DAFTAR ISI	vii
DAFTAR GAMBAR	xi
DAFTAR TABEL	xix
DAFTAR SIMBOL	xxi

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	2
1.3 Tujuan	2
1.4 Batasan Masalah	2
1.5 Manfaat	3

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1 <i>Drivetrain</i> Truk	5
2.2 Getaran Torsional	6
2.3 Sistem Derajat Kebebasan (<i>Degree of Freedom</i>).....	8
2.4 <i>Dynamic Vibration Absorber</i>	9
2.5 <i>Torsional Vibration Absorber (Flywheel)</i>	11
2.6 Desain dan Simulasi Sistem <i>Dual Mass Flywheel</i> sebagai <i>Torsional Vibration Absorber</i> untuk Mendapat Parameter Terbaik	16
2.7 Analisa Kinerja <i>Torsional Vibration Absorber</i> dengan Variasi Load dan Kecepatan Mesin	18
2.8 Analisa Torsi Redam dan Respon Dinamis dari Sistem <i>Drivetrain</i> yang ditambahkan <i>Torsional</i> <i>Vibration Absorber</i>	22

BAB III METODOLOGI

3.1	Metodologi Penelitian	25
3.1.1	Tahap Studi Literatur	27
3.2	Pemodelan dan Simulasi Sistem <i>Torsional Vibration Absorber</i>	28
3.2.1	Pemodelan Fisik Sistem <i>Torsional Vibration Absorber</i>	28
3.2.2	Pemodelan Dinamis dan Pembuatan Persamaan dari Sistem <i>Torsional Vibration Absorber</i>	29
3.2.3	Pembuatan Blok Simulasi Sistem <i>Torsional Vibration Absorber</i>	30
3.2.4	Analisa Grafik Sistem <i>Torsional Vibration Absorber</i>	33
3.3	Pemodelan dan Simulasi Sistem Penggerak <i>Drivetrain</i> Truk dengan <i>Torsional Vibration Absorber</i>	33
3.3.1	Pemodelan Fisik Sistem Penggerak <i>Drivetrain</i> Truk	33
3.3.2	Pemodelan Dinamis dan Pembuatan Persamaan dari Penambahan <i>Torsional Vibration Absorber</i> pada Sistem Penggerak <i>Drivetrain</i> Truk	35
3.3.3	Pembuatan Blok Simulasi dari Penambahan <i>Torsional Vibration Absorber</i> pada Sistem Penggerak <i>Drivetrain</i> Truk	38
3.3.4	Analisa Grafik dari Sistem Penggerak <i>Drivetrain</i> Truk dengan <i>Torsional Vibration Absorber</i>	46

BAB IV PEMODELAN SISTEM

4.1	Model Dinamis dan Matematis <i>Torsional Vibration Absorber</i>	47
4.2	Model Dinamis dan Matematis Sistem <i>Drivetrain</i> Truk dengan Penambahan <i>Torsional Vibration Absorber</i>	48

4.3	Diagram Blok	52
4.3.1	Input yang Digunakan	52
4.3.2	Diagram Blok Sistem <i>Torsional Vibration Absorber</i>	54
4.3.3	Diagram Blok Sistem Penggerak <i>Drivetrain</i> Truk dengan dan tanpa Penambahan <i>Torsional Vibration Absorber</i>	55

BAB V ANALISA HASIL DAN PEMBAHASAN

5.1	Respon Dinamis Torsi Redam pada Pasangan Koefisien Redam Torsional (c_{TVA}) dan Konstanta Pegas Torsional (k_{TVA}) dengan Variasi Frekuensi dengan Input Sinusoidal	62
5.2	Respon Dinamis Torsi Redam pada Pasangan Koefisien Redam Torsional (c_{TVA}) dan Konstanta Pegas Torsional (k_{TVA}) dengan Variasi Frekuensi dengan Input <i>Bump Modified</i>	76
5.3	Perbandingan Respon Dinamis Sistem Penggerak <i>Drivetrain</i> Truk dengan dan tanpa Penambahan <i>Torsional Vibration Absorber</i> dengan Input <i>Periodic</i>	80
5.4	Perbandingan Respon Dinamis Sistem Penggerak <i>Drivetrain</i> Truk dengan dan tanpa Penambahan <i>Torsional Vibration Absorber</i> dengan Input <i>Bump Modified</i>	90

BAB VI KESIMPULAN DAN SARAN

6.1	Kesimpulan	109
6.2	Saran	111

DAFTAR PUSTAKA	113
BIODATA PENULIS	

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1	Variasi parameter ^[11]	17
Tabel 2.2	Hasil perhitungan pada kondisi siaga ^[3]	19
Tabel 2.3	Hasil perhitungan pada kondisi berkendara ^[3]	20
Tabel 2.4	Hasil perhitungan pada kondisi berkendara ^[3]	21
Tabel 2.5	Hasil perhitungan dengan kecepatan 1000 rpm ^[3]	22
Tabel 3.1	Parameter untuk sistem <i>Torsional Vibration Absorber</i>	30
Tabel 3.2	Hubungan model fisik <i>drivetrain</i> dengan model dinamis <i>drivetrain</i>	36
Tabel 3.3	Parameter untuk pemasangan <i>Torsional Vibration Absorber</i> pada sistem penggerak <i>drivetrain</i> truk ^[6]	38
Tabel 5.1	Parameter yang digunakan saat simulasi yaitu momen inersia (J_{TVA}), koefisien redam torsional (c_{TVA}) dan konstanta pegas torsional (k_{TVA})	62
Tabel 5.2	Parameter yang digunakan saat simulasi respon torsi redam pada sistem <i>Torsional Vibration Absorber</i> , menggunakan pasangan koefisien redam torsional (c_{TVA}) dan konstanta pegas torsional (k_{TVA}) dengan variasi frekuensi	63
Tabel 5.3	Nilai torsi redam maksimum (putaran CW) untuk konstanta pegas torsional ($k_{TVA} = 1400 - 3000$ N.m/rad) pada masing-masing koefisien redam torsional ($c_{TVA} = 15 - 45$ N.m.s/rad)	73
Tabel 5.4	Nilai torsi redam maksimum untuk konstanta pegas torsional ($k_{TVA} = 1400 - 3000$ N.m/rad) pada masing-masing koefisien redam torsional ($c_{TVA} = 15 - 45$ N.m.s/rad)	79
Tabel 5.5	Parameter yang digunakan saat simulasi	

	respon dinamis pada pasangan momen inersia (J_{TVA}), koefisien redam torsional (c_{TVA}) dan konstanta pegas torsional (k_{TVA}) dengan variasi masing-masing torsi <i>engine</i> (T_e)	81
Tabel 5.6	Nilai maksimum pada kecepatan dan percepatan dengan dan tanpa penambahan sistem <i>Torsional Vibration Absorber</i> terhadap masing-masing torsi <i>engine</i> (T_e) pada momen inersia <i>load</i> , transmisi dan <i>clutch</i>	86
Tabel 5.7	Parameter yang digunakan saat simulasi respon dinamis pada pasangan momen inersia (J_{TVA}), koefisien redam torsional (c_{TVA}) dan konstanta pegas torsional (k_{TVA}) dengan variasi masing-masing momen inersia <i>load</i> (J_L)	91
Tabel 5.8	Nilai <i>settling time</i> pada perpindahan, kecepatan dan percepatan dengan dan tanpa penambahan sistem <i>Torsional Vibration Absorber</i> terhadap masing-masing momen inersia <i>load</i> (J_L) pada momen inersia <i>load</i> , transmisi dan <i>clutch</i>	99
Tabel 5.9	Nilai maksimum (<i>overshoot</i>) pada perpindahan, kecepatan dan percepatan dengan dan tanpa penambahan sistem <i>Torsional Vibration Absorber</i> terhadap masing-masing momen inersia <i>load</i> (J_L) pada momen inersia <i>load</i> , transmisi dan <i>clutch</i>	103

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Sistem <i>drivetrain</i> truk	5
Gambar 2.2	Sistem transmisi manual ^[5]	6
Gambar 2.3	Contoh getaran torsional	7
Gambar 2.4	Contoh sistem getaran torsional <i>multi degree of freedom</i>	8
Gambar 2.5	Contoh <i>dynamic vibration absorber</i>	10
Gambar 2.6	Grafik dari <i>dynamic vibration absorber</i> tanpa peredam	11
Gambar 2.7	Komponen dari <i>single mass flywheel</i>	12
Gambar 2.8	Komponen dari DMF ^[8]	14
Gambar 2.9	Model matematis dari DMF ^[8]	14
Gambar 2.10	Model dinamis <i>single mass flywheel</i>	15
Gambar 2.11	Model dinamis <i>dual mass flywheel</i>	15
Gambar 2.12	Model dinamis pada kondisi siaga ^[11]	16
Gambar 2.13	Model dinamis pada kondisi berkendara ^[11] ...	17
Gambar 2.14	Rancangan alat dari penelitian ^[3]	18
Gambar 2.15	Hasil simulasi pada kondisi siaga ^[3]	18
Gambar 2.16	Kurva torsi dan peta perbesaran kondisi berkendara (beban 40 Nm, kecepatan 1000 rpm, 1500 rpm dan 2000 rpm) ^[3]	19
Gambar 2.17	Kurva torsi dan peta perbesaran kondisi berkendara (beban 60 Nm, kecepatan 1000 rpm, 1500 rpm dan 2000 rpm) ^[3]	20
Gambar 2.18	Hasil simulasi pada kondisi menanjak ^[3]	22
Gambar 2.19	Model fisik <i>drivetrain</i> dari penelitian ^[8]	13
Gambar 2.20	Grafik pengaruh variasi frekuensi terhadap momen inersia ($J_F = 0,1575-0,1425 \text{ kg.m}^2$) pada masing-masing koefisien redam torsional ($c_F = 6,2 - 28,64 \text{ N.m.s/rad}$) ^[8]	23

Gambar 2.21	Grafik perbandingan respon perpindahan (a), kecepatan (b) dan percepatan (c) pada momen inersia beban dengan dan tanpa penambahan sistem <i>Torsional Vibration Absorber</i> terhadap waktu dengan input <i>bump modified</i> ^[8]	24
Gambar 3.1	Diagram alir penyelesaian tugas akhir	26
Gambar 3.2	Model fisik <i>Torsional Vibration Absorber</i> di drivetrain	28
Gambar 3.3	Model dinamis rancangan sistem <i>Torsional Vibration Absorber</i>	29
Gambar 3.4	Diagram alir proses pembuatan persamaan gerak dari sistem <i>Torsional Vibration Absorber</i>	30
Gambar 3.5	Diagram alir proses pembuatan blok diagram Simulink dari sistem <i>Torsional Vibration Absorber</i> dengan variasi momen inersia (J_F) dan koefisien redam torsional (c_F) dengan Torsi awal <i>engine</i> (T_0) konstan	32
Gambar 3.6	Rancangan penambahan <i>Torsional Vibration Absorber</i> pada sistem penggerak drivetrain truk	33
Gambar 3.7	Model fisik rancangan penambahan <i>Torsional Vibration Absorber</i> pada sistem penggerak drivetrain truk	34
Gambar 3.8	Tampak depan <i>differential transmission</i> pada roda	34
Gambar 3.9	Model fisik rancangan penambahan <i>Torsional Vibration Absorber</i> drivetrain truk	35
Gambar 3.10	Model dinamis rancangan penambahan <i>Torsional Vibration Absorber</i> drivetrain truk	36
Gambar 3.11	Diagram alir proses pembuatan persamaan gerak dari penambahan <i>Torsional Vibration Absorber</i> pada sistem penggerak drivetrain	

	truk	36
Gambar 3.12	Diagram alir proses pembuatan blok diagram Simulink dari Penambahan <i>Torsional Vibration Absorber</i> pada sistem penggerak <i>drivetrain</i> dengan variasi konstanta pegas torsional (k_{TVA})	38
Gambar 3.13	Diagram alir proses pembuatan blok diagram Simulink dari penambahan <i>Torsional Vibration Absorber</i> pada sistem penggerak <i>drivetrain</i> dengan variasi torsi engine (T_e) ...	41
Gambar 3.14	Diagram alir proses pembuatan blok diagram Simulink dari Penambahan <i>Torsional Vibration Absorber</i> pada sistem penggerak <i>drivetrain</i> dengan variasi inersia truk pada roda (J_L)	42
Gambar 3.15	Diagram alir proses pembuatan blok diagram Simulink dari tanpa penambahan <i>Torsional Vibration Absorber</i> pada sistem penggerak <i>drivetrain</i> dengan variasi torsi engine (T_e) ...	44
Gambar 3.16	Diagram alir proses pembuatan blok diagram Simulink dari Penambahan <i>Torsional Vibration Absorber</i> pada sistem penggerak <i>drivetrain</i> dengan variasi inersia truk pada roda (J_L)	45
Gambar 4.1	FBD dari model dinamis <i>Torsional Vibration Absorber</i>	47
Gambar 4.2	FBD dari model dinamis sistem <i>drivetrain</i> truk	50
Gambar 4.3	Pengetesan <i>Torsional Vibration Absorber</i> dengan input <i>sinusoidal</i>	52
Gambar 4.4	Torsi awal engine dengan input <i>periodic</i>	53
Gambar 4.5	Torsi awal engine dengan input <i>bump</i> yang dimodifikasi	54

Gambar 4.6	Diagram blok untuk sistem <i>Torsional Vibration Absorber</i> untuk setiap variasi koefisien redam torsional (c_{TVA}), konstanta pegas torsional (k_{TVA}) dan frekuensi 55
Gambar 4.7	Diagram blok untuk sistem <i>Torsional Vibration Absorber</i> untuk setiap variasi koefisien redam torsional (c_{TVA}) dan konstanta pegas torsional (k_{TVA}) 55
Gambar 4.8	Diagram blok untuk sistem penggerak <i>drivetrain</i> truk dengan penambahan <i>Torsional Vibration Absorber</i> untuk input <i>periodic</i> 56
Gambar 4.9	Diagram blok untuk sistem penggerak <i>drivetrain</i> truk tanpa penambahan <i>Torsional Vibration Absorber</i> untuk input <i>periodic</i> 57
Gambar 4.10	Diagram blok untuk sistem penggerak <i>drivetrain</i> truk dengan penambahan <i>Torsional Vibration Absorber</i> untuk input <i>bump modified</i> 58
Gambar 4.11	Diagram blok untuk sistem penggerak <i>drivetrain</i> truk tanpa penambahan <i>Torsional Vibration Absorber</i> untuk input <i>bump modified</i> 58
Gambar 4.12	Diagram blok untuk input <i>bump modified</i> ... 59
Gambar 5.1	Skema dari <i>Torsional Vibration Absorber</i> ... 62
Gambar 5.2	Grafik torsi redam terhadap perpindahan (a), kecepatan (b), dan percepatan (c) pada <i>Torsional Vibration Absorber</i> pada pasangan koefisien redam torsional ($c_{TVA} = 15 - 45$ N.m.s/rad) dan konstanta pegas torsional ($k_{TVA} = 1400$ N.m/rad) dengan frekuensi 2 Hz 64
Gambar 5.3	Grafik torsi redam terhadap perpindahan (a), kecepatan (b), dan percepatan (c) pada

	<i>Torsional Vibration Absorber</i> pada pasangan koefisien redam torsional ($c_{TVA} = 15 - 45$ N.m.s/rad) dan konstanta pegas torsional ($k_{TVA} = 2200$ N.m/rad) dengan frekuensi 2 Hz	66
Gambar 5.4	Grafik torsi redam terhadap perpindahan (a), kecepatan (b), dan percepatan (c) pada <i>Torsional Vibration Absorber</i> pada pasangan koefisien redam torsional ($c_{TVA} = 15 - 45$ N.m.s/rad) dan konstanta pegas torsional ($k_{TVA} = 3000$ N.m/rad) dengan frekuensi 2 Hz	67
Gambar 5.5	Grafik torsi redam terhadap perpindahan (a), kecepatan (b), dan percepatan (c) pada <i>Torsional Vibration Absorber</i> pada pasangan koefisien redam torsional ($c_{TVA} = 15 - 45$ N.m.s/rad) dan konstanta pegas torsional ($k_{TVA} = 1400$ N.m/rad) dengan frekuensi 8 Hz	69
Gambar 5.6	Grafik torsi redam terhadap perpindahan (a), kecepatan (b), dan percepatan (c) pada <i>Torsional Vibration Absorber</i> pada pasangan koefisien redam torsional ($c_{TVA} = 15 - 45$ N.m.s/rad) dan konstanta pegas torsional ($k_{TVA} = 2200$ N.m/rad) dengan frekuensi 8 Hz	70
Gambar 5.7	Grafik torsi redam terhadap perpindahan (a), kecepatan (b), dan percepatan (c) pada <i>Torsional Vibration Absorber</i> pada pasangan koefisien redam torsional ($c_{TVA} = 15 - 45$ N.m.s/rad) dan konstanta pegas torsional ($k_{TVA} = 3000$ N.m/rad) dengan frekuensi 8 Hz	72
Gambar 5.8	Grafik pengaruh variasi frekuensi terhadap torsi redam saat konstanta pegas torsional sama dengan koefisien redam torsional berbeda (a-b-c) dan saat konstanta pegas torsional berbeda dengan koefisien redam torsional sama (d-e-f)	75
Gambar 5.9	Grafik torsi redam terhadap perpindahan (a-	

	d-g), kecepatan (b-d-h), dan percepatan (c-f-i) pada <i>Torsional Vibration Absorber</i> pada pasangan koefisien redam torsional ($c_{TVA} = 15 - 45 \text{ N.m.s/rad}$) dan konstanta pegas torsional ($k_{TVA} = 1400 - 3000 \text{ N.m/rad}$) dengan input <i>bump modified</i> 78
Gambar 5.10	Grafik perbandingan respon dinamis kecepatan (a-c-e) dan percepatan (b-d-f) pada momen inersia <i>load</i> (a-b), transmisi (c-d) dan <i>clutch</i> (e-f) dengan dan tanpa penambahan <i>torsional vibration absorber</i> terhadap waktu dengan torsi <i>engine</i> (T_e) sebesar 150 N.m dengan periode 2 s 82
Gambar 5.11	Grafik perbandingan respon dinamis kecepatan (a-c-e) dan percepatan (b-d-f) pada momen inersia <i>load</i> (a-b), transmisi (c-d) dan <i>clutch</i> (e-f) dengan dan tanpa penambahan <i>torsional vibration absorber</i> terhadap waktu dengan torsi <i>engine</i> (T_e) sebesar 200 N.m dengan periode 2 s 83
Gambar 5.12	Grafik perbandingan respon dinamis kecepatan (a-c-e) dan percepatan (b-d-f) pada momen inersia <i>load</i> (a-b), transmisi (c-d) dan <i>clutch</i> (e-f) dengan dan tanpa penambahan <i>torsional vibration absorber</i> terhadap waktu dengan torsi <i>engine</i> (T_e) sebesar 250 N.m dengan periode 2 s 85
Gambar 5.13	Perbandingan nilai maksimum (<i>overshoot</i>) pada kecepatan (a-c-e) dan percepatan (b-d-f) pada momen inersia <i>load</i> (a-b), transmisi (c-d) dan <i>clutch</i> (e-f) dengan dan tanpa penambahan sistem <i>Torsional Vibration Absorber</i> terhadap masing-masing torsi <i>engine</i> (T_e) 88
Gambar 5.14	Grafik perbandingan respon dinamis

	kecepatan (a-c-e) dan percepatan (b-d-f) pada momen inersia <i>load</i> (a-b), transmisi (c-d) dan <i>clutch</i> (e-f) dengan dan tanpa penambahan <i>torsional vibration absorber</i> terhadap waktu dengan torsi <i>engine</i> (T_e) sebesar 250 N.m dengan periode 1 s 89	89
Gambar 5.15	Grafik perbandingan respon dinamis perpindahan (a-d-g), kecepatan (b-d-h) dan percepatan (c-f-i) pada momen inersia <i>load</i> (a-b-c), transmisi (d-e-f) dan <i>clutch</i> (h-i-j) dengan dan tanpa penambahan <i>torsional vibration absorber</i> terhadap waktu dengan momen inersia <i>load</i> (J_L) sebesar 240 kg.m ² ... 93	93
Gambar 5.16	Grafik perbandingan respon dinamis perpindahan (a-d-g), kecepatan (b-d-h) dan percepatan (c-f-i) pada momen inersia <i>load</i> (a-b-c), transmisi (d-e-f) dan <i>clutch</i> (h-i-j) dengan dan tanpa penambahan <i>torsional vibration absorber</i> terhadap waktu dengan momen inersia <i>load</i> (J_L) sebesar 320 kg.m ² ... 96	96
Gambar 5.17	Grafik perbandingan respon dinamis perpindahan (a-d-g), kecepatan (b-d-h) dan percepatan (c-f-i) pada momen inersia <i>load</i> (a-b-c), transmisi (d-e-f) dan <i>clutch</i> (h-i-j) dengan dan tanpa penambahan <i>torsional vibration absorber</i> terhadap waktu dengan momen inersia <i>load</i> (J_L) sebesar 400 kg.m ² ... 98	98
Gambar 5.18	Perbandingan nilai <i>settling time</i> pada perpindahan (a-d-g), kecepatan (b-e-h) dan percepatan (c-f-i) pada momen inersia <i>load</i> (a-b-c), transmisi (d-e-f) dan <i>clutch</i> (h-i-j) dengan dan tanpa penambahan sistem <i>Torsional Vibration Absorber</i> terhadap masing-masing momen inersia <i>load</i> (J_L) 102	102
Gambar 5.19	Perbandingan nilai maksimum pada	

perpindahan (a-d-g), kecepatan (b-e-h) dan percepatan (c-f-i) pada momen inersia *load* (a-b-c), transmisi (d-e-f) dan *clutch* (h-i-j) dengan dan tanpa penambahan sistem *Torsional Vibration Absorber* terhadap masing-masing momen inersia *load* (J_L) 106

DAFTAR SIMBOL

T_o	Torsi awal <i>engine</i>
T_D	Torsi Redam
J_{TVA}	Momen inersia <i>Torsional Vibration Absorber</i>
J_C	Momen inersia <i>clutch</i>
J_T	Momen inersia sistem transmisi
J_{CR}	Momen inersia <i>cardan shaft</i>
J_D	Momen inersia <i>differential transmission</i>
J_{WR}	Momen inersia roda kanan
J_{WL}	Momen inersia roda kiri
J_L	Ekuivalensi momen inersia <i>load</i>
k_{TVA}	Konstanta pegas torsional <i>Torsional Vibration Absorber</i>
k_C	Konstanta pegas torsional <i>clutch</i>
k_T	Konstanta pegas torsional sistem transmisi
k_{CR}	Konstanta pegas torsional <i>cardan shaft</i>
k_D	Konstanta pegas torsional <i>differential transmission</i>
k_S	Konstanta pegas torsional <i>side shaft</i>
k_L	Ekuivalensi konstanta pegas torsional <i>load</i>
c_{TVA}	Koefisien redam torsional <i>Torsional Vibration Absorber</i>
c_C	Koefisien redam torsional <i>clutch</i>
c_T	Koefisien redam torsional sistem transmisi
c_{CR}	Koefisien redam torsional <i>cardan shaft</i>
c_D	Koefisien redam torsional <i>differential transmission</i>
c_S	Koefisien redam torsional <i>side shaft</i>
c_L	Ekuivalensi koefisien redam torsional <i>load</i>
θ_0	Input awal perpindahan sudut
θ_{TVA}	Respon dinamis perpindahan sudut <i>Torsional Vibration Absorber</i>
$\dot{\theta}_{TVA}$	Respon dinamis kecepatan sudut <i>Torsional Vibration Absorber</i>
$\ddot{\theta}_{TVA}$	Respon dinamis percepatan sudut <i>Torsional Vibration Absorber</i>
θ_C	Respon dinamis perpindahan sudut <i>clutch</i>
$\dot{\theta}_C$	Respon dinamis kecepatan sudut <i>clutch</i>

$\ddot{\theta}_C$	Respon dinamis percepatan sudut <i>clutch</i>
θ_T	Respon dinamis perpindahan sudut sistem transmisi
$\dot{\theta}_T$	Respon dinamis kecepatan sudut sistem transmisi
$\ddot{\theta}_T$	Respon dinamis percepatan sudut sistem transmisi
θ_{CR}	Respon dinamis perpindahan sudut <i>cardan shaft</i>
$\dot{\theta}_{CR}$	Respon dinamis kecepatan sudut <i>cardan shaft</i>
$\ddot{\theta}_{CR}$	Respon dinamis percepatan sudut <i>cardan shaft</i>
θ_D	Respon dinamis perpindahan sudut <i>differential transmission</i>
$\dot{\theta}_D$	Respon dinamis kecepatan sudut <i>differential transmission</i>
$\ddot{\theta}_D$	Respon dinamis percepatan sudut <i>differential transmission</i>
θ_L	Respon dinamis perpindahan sudut <i>load</i>
$\dot{\theta}_L$	Respon dinamis kecepatan sudut <i>load</i>
$\ddot{\theta}_L$	Respon dinamis percepatan sudut <i>load</i>

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Dalam dunia otomotif salah satu angkutan berat adalah truk. Truk merupakan salah satu alat transportasi yang berfungsi untuk memindahkan atau mengangkut barang berat dari satu tempat ke tempat lain dalam jumlah banyak. Sehingga dibutuhkan torsi yang besar untuk menjalankan truk tersebut. Maka dari itu sistem penggerak *drivetrain* harus dirancang sebaik mungkin. Namun pada kenyataannya sistem penggerak *drivetrain* tersebut sering terjadi getaran yang berlebih yang dapat menyebabkan komponen-komponen pada *drivetrain* cepat rusak.

Drivetrain sering disebut roda penggerak oleh orang-orang awam tetapi sebenarnya *drivetrain* merupakan kesatuan dari berbagai komponen. *Drivetrain* berfungsi untuk mentransmisikan daya dari *engine* menjadi gaya penggerak roda. Karena *drivetrain* ini berputar maka pasti menghasilkan getaran torsional. Getaran tersebut disebabkan oleh banyak hal misal, pada saat pergantian gigi (proses pencekaman dan pelepasan *clutch*) dan putaran dari *crank shaft*. Getaran tersebut dapat mengakibatkan kerusakan pada suatu komponen yang dapat menjalar ke komponen lain. Getaran tersebut juga menimbulkan kebisingan yang mengganggu kenyamanan pengendara mobil.

Hal tersebut diatas dapat diredam dengan menggunakan *Torsional Vibration Absorber*. *Torsional Vibration Absorber* adalah massa tambahan untuk mengurangi atau meredam perubahan kecepatan putar dari *drivetrain* itu. *Torsional Vibration Absorber* dapat menjaga kondisi komponen yang berputar lebih stabil dan mencegah kerusakan komponen lebih cepat. Parameter yang sudah ada dari penelitian terdahulu dalam jurnal diambil dan divariasikan untuk mengetahui pengaruhnya terhadap torsi redam. Dan untuk parameter *Torsional Vibration Absorber* yang dianalisa adalah konstanta pegas torsional dan koefisien redam torsional. Oleh karena itu diperlukan analisa

yang mendalam dari *Torsional Vibration Absorber* agar dapat berfungsi semestinya dan mendapatkan parameter maksimum.

1.2 Rumusan Masalah

Adapun rumusan masalah dari tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Bagaimana pengaruh perubahan koefisien redam torsional dan konstanta pegas torsional pada *Torsional Vibration Absorber* terhadap torsi redam?
2. Bagaimana respon dinamis dari sistem penggerak *drivetrain* dengan penambahan *Torsional Vibration Absorber* dengan variasi torsi *engine* dan beban pada truk?
3. Bagaimana respon dinamis dari sistem penggerak *drivetrain* dengan dan tanpa penambahan *Torsional Vibration Absorber* pada truk?

1.3 Tujuan

Adapun tujuan dari tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Mensimulasikan dan menganalisa pengaruh perubahan koefisien redam torsional dan konstanta pegas torsional pada *Torsional Vibration Absorber* terhadap torsi redam.
2. Mensimulasikan dan menganalisa pengaruh penambahan *Torsional Vibration Absorber* terhadap respon dinamis dari sistem penggerak *drivetrain* dengan variasi torsi *engine* dan beban pada truk.
3. Mensimulasikan dan menganalisa pengaruh dengan dan tanpa penambahan *Torsional Vibration Absorber* terhadap respon dinamis dari sistem penggerak *drivetrain* pada truk.

1.4 Batasan Masalah

Adapun batasan masalah yang digunakan selama penyelesaian tugas akhir ini adalah :

1. Input yang digunakan merupakan sinusoidal, periodic dan *bump modified*.

2. Momen inersia komponen-komponen drivetrain dianggap uniform.
3. Semua nilai redaman dianggap linier.
4. Parameter yang digunakan adalah parameter pada truk.
5. *Propeller-shaft, Differential transimission* dan roda peggerak diekivalenkan menjadi 1 DOF.

1.5 Manfaat

Adapun manfaat dari tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

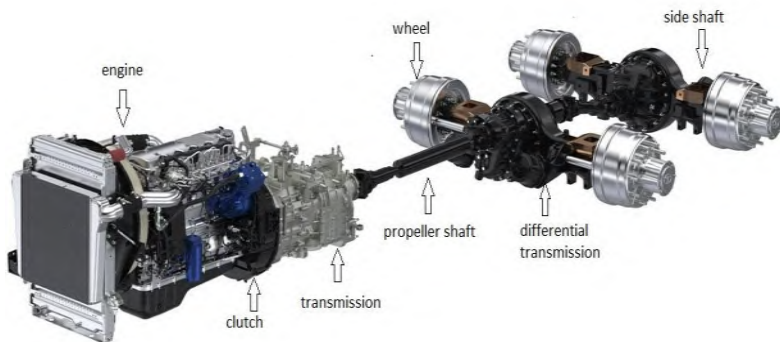
1. Memberikan informasi pengaruh perubahan koefisien redam torsional dan konstanta pegas torsional pada sistem *Torsional Vibration Absorber* terhadap torsi redam.
2. Memberikan informasi mengenai pengaruh penambahan *Torsional Vibration Absorber* terhadap respon dinamis dari sistem penggerak *drivetrain* dengan variasi torsi *engine* dan beban pada truk.
3. Memberikan informasi pengaruh dengan dan tanpa penambahan *Torsional Vibration Absorber* terhadap respon dinamis dari sistem penggerak *drivetrain* pada truk.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

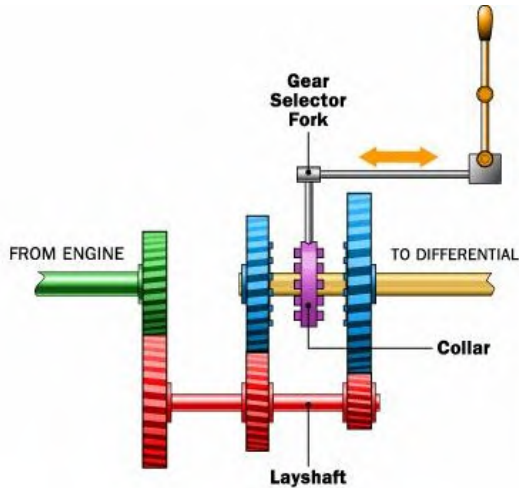
*Drivetrain*Truk

Drivetrain atau sekelompok komponen penyalur daya yang berfungsi untuk menyalurkan dan mengubah daya dan torsi mekanis yang dihasilkan mesin menjadi gaya dorong mobil. Komponen-komponen *drivetrain* pada truk hampir mirip dengan mobil yaitu *engine*, kopling, transmisi (gigi), poros-propeller, poros penggerak, gardan, dan roda penggerak seperti terlihat pada gambar 2.1. Hanya saja terdapat dua pasang roda belakang dengan dua *differential transmission*.



Gambar 2.1 Sistem *drivetrain* truk

Mesin (*Engine*) berfungsi sebagai penghasil torsi dari hasil pembakaran. Kopling (*clutch*) dibutuhkan untuk menghubungkan atau melepaskan hubungan mesin dan transmisi ketika mengubah rasio gigi. Transmisi (*transmission*) berfungsi untuk menyalurkan dan merubah torsi mesin sedemikian rupa untuk dapat menghasilkan gaya dorong sesuai dengan kebutuhan kendaraan dengan cara mengganti gigi seperti terlihat pada gambar 2.2.



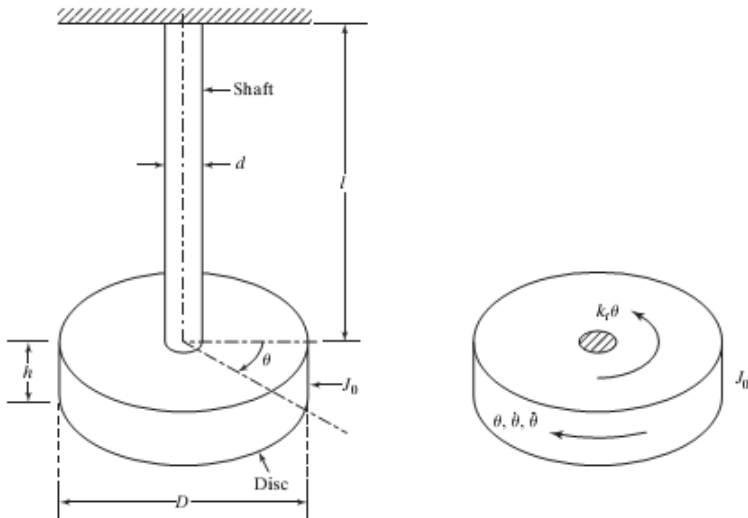
Gambar 2.2 Sistem transmisi manual^[5]

Poros-propeller (*driveshaft*) adalah poros yang menghubungkan poros keluar transmisi dengan gardan yang ada pada poros penggerak. Gardan (*differential*) yang ada pada poros penggerak berfungsi untuk dua hal yaitu : pertama untuk memungkinkan terjadinya perbedaan putaran antara roda penggerak kiri dan kanan pada saat berbelok, dan yang kedua adalah untuk meningkatkan torsi yang terjadi pada poros penggerak karena adanya rasio gardan. Rasio gardan adalah perbandingan putaran poros-propeller yang masuk gardan dengan putaran poros penggerak sebagai keluaran gardan. Makin besar torsi yang dihasilkan pada poros penggerak akan dapat menghasilkan gaya dorong yang makin besar pula.^[5]

Getaran Torsional

Getaran torsional merupakan gerakan dari massa rigid yang berputar, contohnya kopling pada suatu poros. Perpindahan bodi diukur dalam koordinat sudut. Untuk *basic variable* dinamisnya sendiri terdapat perpindahan sudut atau *angular displacement* yaitu θ , kecepatan sudut atau *angular velocity* yaitu $\dot{\theta}$ atau ω ,

percepatan sudut atau *angular acceleration* yaitu $\ddot{\theta}$ atau $\dot{\omega}$ atau α , Torsi yaitu T dan *Power* yaitu P . Sedangkan untuk parameter adalah momen inersia yaitu J , konstanta pegas torsional yaitu k_t dan koefisien redam torsional yaitu c_t . Seperti pada gambar 2.3 menunjukkan *disc* yang memiliki momen massa polar inersia J_o yang terpasang pada ujung poros (*shaft*) putar *solid*, dan ujung yang lain tetap. Perputaran sudut dari *disc* pada sumbu poros θ . θ juga menerangkan sudut poros.^[10]



Gambar 2.3 Contoh getaran torsional

Dari gambar ini didapat persamaan sesuai Hukum II Newton :

$$J_o \ddot{\theta} = \sum j M_{ij} \dots\dots\dots (2.1)$$

$$J_o \ddot{\theta} + k_t \theta = 0 \dots\dots\dots (2.2)$$

Ketika ada momen yang bekerja persamaan di atas menjadi :

$$J_o \ddot{\theta} + k_t \theta = M \dots\dots\dots (2.3)$$

Ketika ada damping (c_t) maka persamaan di atas menjadi :

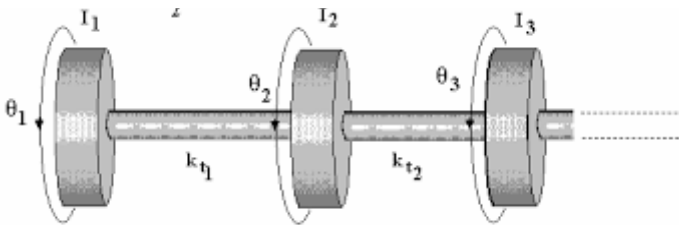
$$J_o \ddot{\theta} + c_t \dot{\theta} + k_t \theta = 0 \dots\dots\dots (2.4)$$

Sistem Derajat Kebebasan (*Degree of Freedom*)

Derajat kebebasan adalah jumlah koordinat yang dibutuhkan untuk menentukan suatu posisi dari sistem. Derajat kebebasan dibagi menjadi derajat kebebasan tunggal (*single degree of freedom*) dan derajat kebebasan majemuk (*multi degree of freedom*).

Sistem getaran dengan derajat kebebasan tunggal terdiri dari satu massa dan satu koordinat saja, dan dilengkapi dengan pegas dan redaman. Contoh derajat kebebasan tunggal seperti pada gambar 2.3.

Sistem getaran dengan derajat kebebasan majemuk memiliki dua atau lebih massa dengan koordinatnya masing-masing. Ditunjukkan pada gambar 2.4 yaitu contoh dari sistem derajat kebebasan majemuk.^[4]



Gambar 2.4 Contoh sistem getaran torsonial *multi degree of freedom*

Sesuai dengan gambar 2.4 dan penyelesaian persamaan gerak sesuai hukum Newton II, maka permasalahan *multi degree of freedom* dapat diselesaikan dengan langkah-langkah sebagai berikut :

1. Mengatur koordinat untuk mendeskripsikan posisi dari berbagai massa dan *rigid body* yang ada pada sistem.
2. Menentukan konfigurasi kesetimbangan statis dari sistem.
3. Menggambar *free body diagram* (FBD) dari setiap massa pada sistem sehingga gaya-gaya yang bekerja pada massa

tersebut dapat terlihat setelah massa diberi perpindahan dan kecepatan.

4. Menggunakan hukum II Newton untuk setiap FBD yaitu sebagai berikut:

$$m_i \ddot{x}_i = \sum_j F_{ij} \text{ untuk massa I (2.5)}$$

Atau

$$J_i \ddot{\theta}_i = \sum_j M_{ij} \text{ untuk massa J (2.6)}$$

Dimana $\sum_j F_{ij}$ adalah jumlah dari seluruh gaya yang bekerja pada massa ke- i (m_i) sedangkan $\sum_j M_{ij}$ adalah jumlah dari momen dari semua gaya yang bekerja pada *rigid body* pada massa inersia ke- i (J_i).

5. Jika diubah ke persamaan matrik menjadi :

$$[J] = \begin{bmatrix} J_1 & \cdots & 0 \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & \cdots & J_n \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\theta}_1 \\ \vdots \\ \ddot{\theta}_n \end{Bmatrix} \text{ (2.7)}$$

$$[c_t] = \begin{bmatrix} c_{t1} + c_{t2} & \cdots & 0 \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & \cdots & c_{tn} + c_{tn+1} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\theta}_1 \\ \vdots \\ \dot{\theta}_n \end{Bmatrix} \text{ (2.8)}$$

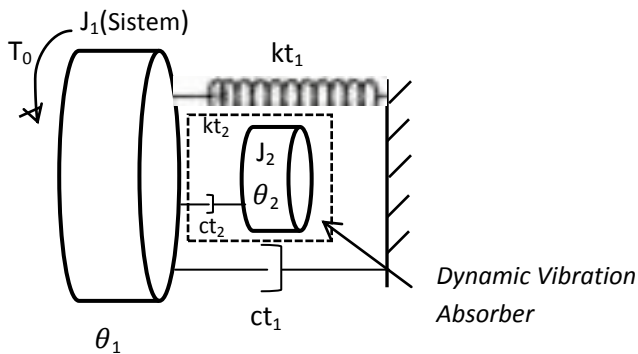
$$[k_t] = \begin{bmatrix} k_{t1} + k_{t2} & \cdots & 0 \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & \cdots & k_{tn} + k_{tn+1} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \theta_1 \\ \vdots \\ \theta_n \end{Bmatrix} \text{ (2.9)}$$

6. Selain dengan persamaan gerak Newton II *multi degree of freedom* dapat diselesaikan dengan software Matlab dengan menggunakan pilihan menu Simulink.

Dynamic Vibration Absorber

Dynamic vibration absorber adalah sistem penyerap getaran yang tidak diinginkan yang terjadi pada sebuah sistem. *Dynamic vibration absorber* ini menggunakan massa yang gerakannya relatif terhadap sistem untuk meredam getaran yang tidak diinginkan.^[10] Mesin-mesin yang berputar seperti motor dan pompa sering mengalami getaran karena ketidakseimbangan putaran. *Dynamic absorber* ini dapat digunakan untuk melawan gaya dari ketidakseimbangan putaran itu sehingga dapat

mengurangi efek dari getaran yang dihasilkan. Hal ini juga dapat mengurangi kemungkinan terjadinya resonansi pada sistem yang dapat mengakibatkan kerusakan fatal pada sistem. Kelebihan dari tipe *absorber* ini adalah dapat dipasang tanpa mengubah struktur utama dari sistem yang akan diredam. Dengan pemasangan yang tepat, *dynamic absorber* ini dapat mengurangi getaran yang tidak diinginkan sehingga dapat menambah umur dari sistem atau menghindari kerusakan sistem. *Dynamic absorber* tidak membutuhkan peredam untuk dapat berfungsi dengan baik. Namun dengan tambahan peredam, *dynamic absorber* dapat bekerja dengan rentang frekuensi yang lebih besar sehingga dapat bekerja lebih efektif.

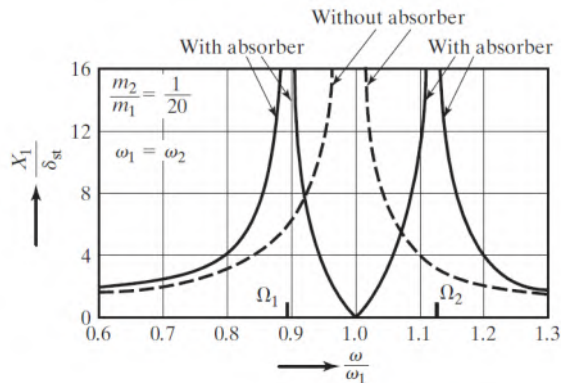


Gambar 2.5 Contoh *dynamic vibration absorber*

Berikut adalah rumusan matematis dari system di atas :

1.
$$\begin{bmatrix} J_1 & 0 \\ 0 & J_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\theta}_1 \\ \ddot{\theta}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} kt_1 + kt_2 & -kt_2 \\ -kt_2 & kt_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \theta_1 \\ \theta_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} T_0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$
2.
$$\begin{bmatrix} -J_1\omega_1^2 + kt_1 + kt_2 & -kt_2 \\ -kt_2 & -J_2\omega_2^2 + kt_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \bar{\theta}_1 \\ \bar{\theta}_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$
3.
$$[(-J_1\omega_1^2 + kt_1 + kt_2)(-J_2\omega_2^2 + kt_2) - (-kt_2)(-kt_2)]$$
4.
$$\omega_1 = \dots$$
4.
$$\omega_2 = \dots \dots \dots (2.10)$$

Dynamic vibration absorber biasanya digunakan untuk menetralkan resonansi yang terjadi pada sebuah sistem yang terjadi karena frekuensi dari sistem sama dengan frekuensi gaya eksitasi yang diberikan. Namun karena adanya *dynamic vibration absorber*, sistem itu sendiri justru akan memiliki dua buah frekuensi natural. Frekuensi natural yang pertama akan lebih kecil dari frekuensi natural sistem sebelum diberi *dynamic vibration absorber* sehingga menyebabkan jika sistem tersebut baru dinyalakan dari nol maka sebelum mencapai frekuensi operasi, sistem akan mengalami resonansi yang berakibat besarnya getaran yang terjadi pada sistem seperti pada gambar 2.6.



Gambar 2.6 Grafik dari *dynamic vibration absorber* tanpa peredam

Torsional Vibration Absorber (Flywheel)

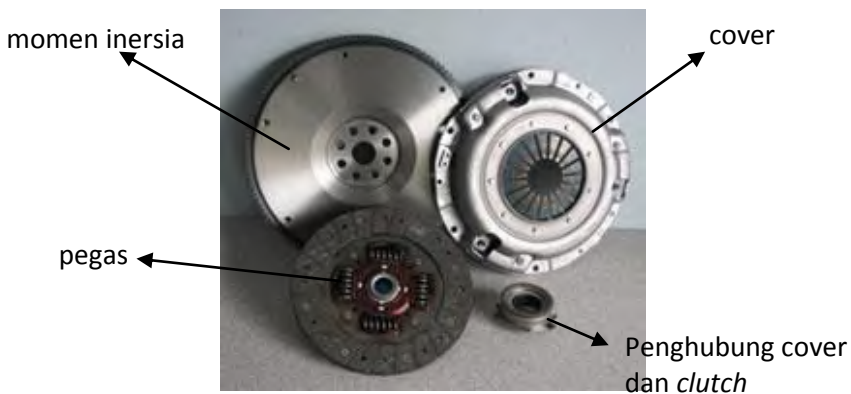
Torsional Vibration Absorber mempunyai fungsi yang sama dengan *Dynamic Vibration Absorber* yaitu untuk mengurangi atau meredam getaran yang tidak diinginkan. Tetapi jenis getaran yang diredam berbeda, yaitu *Dynamic Vibration Absorber* untuk menyerap getaran translasi dan *Torsional Vibration Absorber* untuk menyerap getaran torsional. Getaran torsional pada drivetrain disebabkan oleh berbagai hal seperti, proses pencekaman dan pelepasan clutch pada saat pergantian rasio gigi, *misalignment* pada poros-propeller atau poros penggerak.

Torsional Vibration Absorber adalah massa berupa piringan dengan pegas yang dapat meredam perubahan kecepatan yang drastis dengan memanfaatkan momen inersia dan kekakuan pegas sehingga putaran poros menjadi lebih halus. *Torsional Vibration Absorber* digunakan untuk membuat torsi yang dihasilkan oleh *engine* lebih stabil. *Torsional Vibration Absorber* tidak menjaga kecepatan konstan, namun hanya mengurangi fluktuasi kecepatan. Dengan kata lain, *Torsional Vibration Absorber* hanya mengontrol variasi kecepatan yang disebabkan oleh fluktuasi saat poros berputar dan tidak dapat mengendalikan variasi kecepatan yang disebabkan oleh beban yang bervariasi. Biasanya yang divariasikan pada *Torsional Vibration Absorber* adalah momen inersia dan konstanta pegas torsional.

Flywheel (roda gila) merupakan salah satu komponen di drivetrain yang berfungsi sebagai *Torsional Vibration Absorber* dan diletakkan diantara *engine* dan transmisi. *Flywheel* dibagi menjadi 2 jenis yaitu :

1. *Single mass flywheel*

Single mass flywheel terdiri dari momen inersia yang dipasang dengan *crankshaft* yang menyatu dengan *engine*, kemudian pegas (*arc spring*) dan terakhir cover yang menutup *flywheel* sekaligus menempel dengan *clutch*. Seperti pada gambar 2.7 dibawah ini.



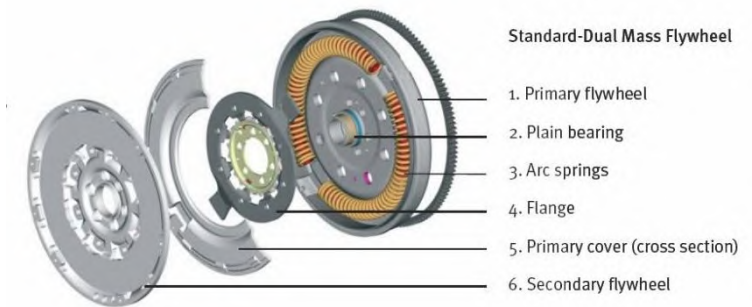
Gambar 2.7 Komponen dari *single mass flywheel*

2. *Dual mass flywheel*

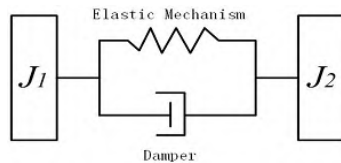
Dalam desain kendaraan sekarang ini, peredam torsional atau rotasional digunakan untuk mengurangi atau mengisolasi getaran torsional atau rotasional yang terjadi pada sistem transmisi atau sistem penggerak *drivetrain*. Dan pada tahun 1980 muncul peredam torsional yaitu *Dual Mass Flywheel* (DMF). DMF adalah seperangkat pengurang getaran torsional yang efisien dan secara luas digunakan dalam berbagai jenis mobil dan kendaraan komersial diluar negeri, terutama untuk model berbahan bakar diesel.^[1]

Komponen pada DMF dapat ditunjukkan pada gambar 2.8 dibawah ini, secara umum DMF terdiri dari 3 bagian *flywheel* pertama, *arc spring* dan *flywheel* kedua. *Flywheel* pertama terhubung dengan *crankshaft* yang menghubungkan *engine*, *flywheel* kedua terhubung dengan *clutch*. *Flywheel* pertama dan *flywheel* kedua terhubung satu dengan yang lain oleh peredam getaran torsional yaitu *arc spring*.

Prinsip kerja dari DMF dapat dinyatakan menjadi dua aspek. Aspek yang pertama, dilihat dari desain rasio rotasi *flywheel* pertama dan *flywheel* kedua sangatlah besar, sehingga harus dipilih sesuai kebutuhan. Aspek yang lain, jari-jari pegas yang besar dan kekakuan pegas yang sangat rendah dapat digunakan untuk mencapai sudut torsi yang lebih besar. Sehingga dapat meningkatkan peforma sistem transmisi, meredam getaran torsional, mengurangi kebisingan dan meningkatkan kenyamanan kendaraan.



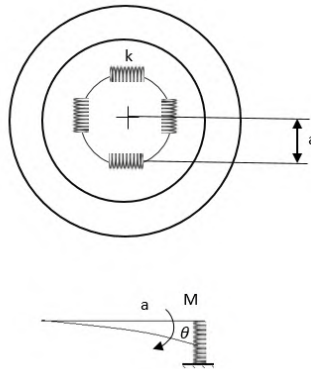
Gambar 2.8 Komponen dari DMF^[8]



Gambar 2.9 Model matematis dari DMF^[8]

Sesuai dengan analisa gambar 2.8 model matematis DMF dapat dilihat pada gambar 2.9. Pada gambar tersebut, J_1 dan J_2 merupakan momen inersia dari *flywheel* pertama dan *flywheel* kedua dari DMF. Pemasangan DMF ini akan membantu mengurangi getaran torsional dari *engine* dan meningkatkan kerja sistem transmisi.^[8]

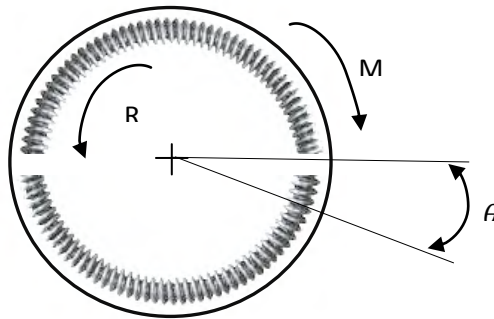
Hubungan kinerja pegas dari *single mass flywheel* dan *dual mass flywheel* dapat dilihat pada persamaan 2.11 dan 2.12 serta dapat dilihat pada gambar 2.10 dan 2.11.



Gambar 2.10 Model dinamis *single mass flywheel*

Berikut adalah rumus matematis untuk momen pegas yang terjadi:

1. $F_k = ka\theta$
2. $M = (ka\theta)a = ka^2\theta$ (2.11)



Gambar 2.11 Model dinamis *dual mass flywheel*

Berikut adalah rumus matematis untuk momen pegas yang terjadi:

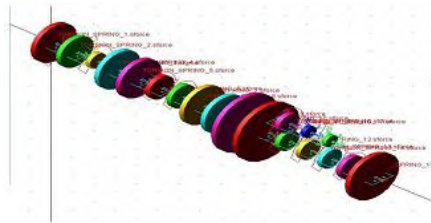
$$M = R\theta$$

..... (2.12)

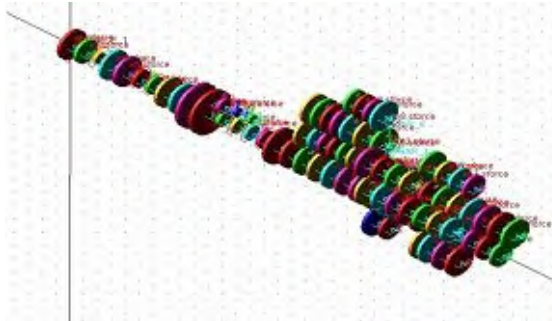
Desain dan Simulasi Sistem *Dual Mass Flywheel* sebagai *Torsional Vibration Absorber* untuk Mendapatkan Parameter Terbaik

Demin Chen dan rekan-rekannya pada tahun 2012 pernah melakukan penelitian tentang desain dan simulasi dari *Dual Mass Flywheel* dengan judul *Design and Simulation Study of a New Type of Dual Mass Flywheel*. Penelitian ini dilakukan untuk mengetahui pengaruh *Dual Mass Flywheel* terhadap getaran torsional pada sistem transmisi. Suatu kendaraan berat diambil sebagai bahan penelitian ini.^[7] Model dinamis dalam sistem transmisi dibuat sesuai kondisi siaga dan kondisi berkendara sesuai dengan ADAMS. Parameter utama yang digunakan adalah hasil yang paling baik dari simulasi dan optimasi. Dan pada DMF, pegas yang bergetar akan meredam getaran yang terjadi melalui massa peredam yang ada. Efek dari redaman yang dirancang ini dipelajari melalui simulasi pada penelitian ini.^[11]

Analisis dari parameter desain utama dari DMF yaitu rasio momen inersia *flywheel* pertama dan *flywheel* kedua, konstanta pegas torsional dan koefisien redam torsional dapat dilihat dari model dinamis transmisi pada gambar 2.10 dan 2.11 dibawah ini, yang sesuai dengan parameter kendaraan yang diamati. Model dinamis sistem transmisi pada kondisi siaga dan kondisi berkendara dapat dibentuk oleh ADAMS seperti gambar 2.10 dan 2.11. Kondisi siaga disini adalah kondisi kendaraan dari mesin belum menyala dengan kecepatan nol kemudian mobil dinyalakan pertama kali.



Gambar 2.12 Model dinamis pada kondisi siaga^[11]



Gambar 2.13 Model dinamis pada kondisi berkendara^[11]

Dalam model dinamis J_{10} dan J_{11} mewakili momen inersia *flywheel* pertama dan *flywheel* kedua. Sedangkan J_{11}/J_{10} adalah rasio momen inersia dari *flywheel* pertama dan *flywheel* kedua. Untuk k adalah konstanta pegas torsional dan c adalah koefisien redam torsional. Dan variasi untuk parameter tersebut dapat dilihat pada tabel 2.1 dibawah ini.

Tabel 2.1 Variasi parameter^[11]

Parameters	J_{11}/J_{10}	$K/(\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{rad}^{-1})$	$c/(\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}\cdot\text{deg}^{-1})$
Numeric area	0.024~2.0	7800~78700	0.03~0.1

Karena pada kondisi siaga adalah kondisi dimana mesin paling kompleks dan perubahan kecepatan sudut dari sistem transmisi lebih besar daripada kondisi berkendara, maka model dinamis pada kondisi siaga dipilih untuk mengoptimalkan parameter dari desain DMF.^[14]

Dari penjelasan diatas desain akhir dari DMF adalah memiliki 4 pegas kombinasi yang didistribusikan pada dua sisi disk peredam. Massa inersia dari *flywheel* pertama adalah 1,7287 kgm^2 , Massa inersia dari *flywheel* kedua adalah 1,058 kgm^2 dan pegas torsional adalah 7893,6 Nm/rad .^[3]

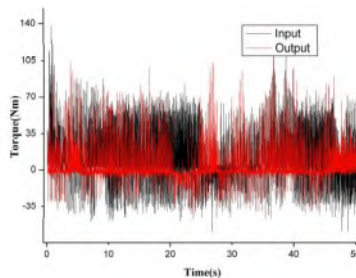
Analisa Kinerja *Torsional Vibration Absorber* dengan Variasi *Load* dan Kecepatan Mesin

Untuk mengetahui kejelasan dari efek redaman *Torsional Vibration Absorber* atau *Dual Mass Flywheel* maka Demin Chen dan rekannya melakukan eksperimen terhadap *drivetrain* mobil. Kondisi mobil seperti kondisi siaga, berkendara dan kondisi menanjak disimulasikan di eksperimen mereka. Hasil penelitian ini menunjukkan perbedaan revolusi putaran mesin dan beban serta perbedaan efek redaman dari DMF.^[15] Dengan putaran mesin yang tinggi dan beban yang meningkat akan membuat redaman pada DMF bekerja lebih keras. Rancangan dari penelitian inidapat dilihat sesuai gambar 2.12 dibawah ini.^[13]



Gambar 2.14 Rancangan alat dari penelitian^[3]

Hasil penelitian pada kondisi siaga ditunjukkan pada kurva torsi *flywheel* pertama dan *flywheel* kedua dibawah beban nol, seperti gambar 2.13.



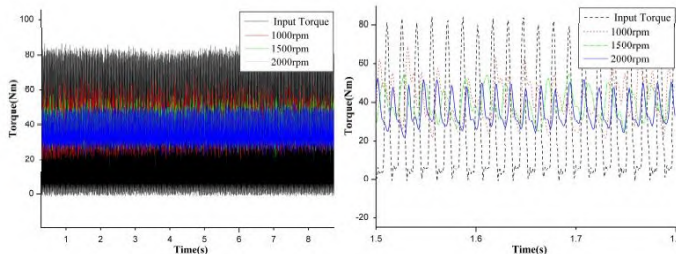
Gambar 2.15 Hasil simulasi pada kondisi siaga^[3]

Sedangkan pada tabel 2.2 menunjukkan perhitungan dari data penelitian untuk kondisi diatas.Dilihat dari tabel 2.2 getaran torsional lebih intens pada kondisi ini, karena DMF terhubung langsung pada dinamometer listrik.Ketika dinamometer listrik tidak mencukupi, tidak ada inersia yang terhubung ke *flywheel* kedua. Sehingga total inersia dari *flywheel* kedua sedikit, dan efek redaman lebih sedikit. Hal ini juga dapat dilihat bahwa getaran torsional dari sistem transmisi lebih intens dalam kondisi siaga.Sehingga untuk desain DMF, kekakuan rendah lebih cocok untuk kondisi ini.

Tabel 2.2 Hasil perhitungan pada kondisi siaga^[3]

	T Max(Nm)	T Min(Nm)	Amplitude (Nm)	Damping effect
Input	137.69	-59.70	98.70	18.45%
Output	113.91	-47.06	80.49	

Untuk hasil penelitian pada kondisi berkendara, kurva torsi dan peta perbesaran *flywheel* pertama dan *flywheel* kedua dengan kecepatan 1000 rpm, 1500 rpm dan 2000 rpm serta beban konstan 40 Nm ditunjukkan pada gambar 2.14.



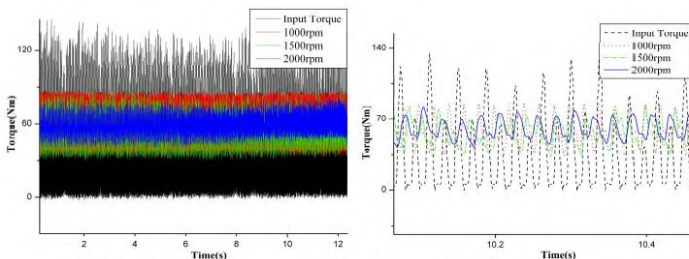
Gambar 2.16 Kurva torsi dan peta perbesaran kondisi berkendara(beban 40 Nm, kecepatan 1000 rpm, 1500 rpm dan 2000 rpm) ^[3]

Dapat dilihat ketika kecepatan 1000 rpm, percepatan sudut dari amplitude *flywheel* kedua posisi akan maksimum, kecepatan 1500 rpm akan pada posisi kedua dan kecepatan 2000 rpm posisi akan minimum. Sedangkan pada tabel 2.3 menunjukkan perhitungan data penelitian untuk kondisi pada gambar 2.14. Dapat dilihat pada tabel, ketika beban konstan 40 Nm dengan kecepatan meningkat dari 1000 rpm ke 2000 rpm, efek redaman dari DMF 2320 *mechatronics* dan *intelligent materials II* meningkat dari 40,29% ke 64,06%. Efek redaman akan lebih baik dan getaran torsional dari *flywheel* kedua berkurang. Hal ini menunjukkan bahwa pada kondisi beban tertentu, semakin tinggi kecepatan maka semakin baik efek redaman dari DMF dan kenyamanan kendaraan semakin meningkat.

Tabel 2.3 Hasil perhitungan pada kondisi berkendara^[3]

	Speed(rpm)	T _{Max} (Nm)	T _{Min} (Nm)	Amplitude(Nm)	Damping effect
Input		90.12	-1.50	45.81	
Output	1000	71.88	17.17	27.36	40.29%
	1500	59.24	21.66	18.79	58.98%
	2000	53.76	20.83	16.47	64.06%

Kurva torsi dan peta perbesaran *flywheel* pertama dan *flywheel* kedua dengan kecepatan 1000 rpm, 1500 rpm dan 2000 rpm serta beban konstan 60 Nm ditunjukkan pada gambar 2.15.



Gambar 2.17 Kurva torsi dan peta perbesaran kondisi berkendara (beban 60 Nm, kecepatan 1000 rpm, 1500 rpm dan 2000 rpm) ^[3]

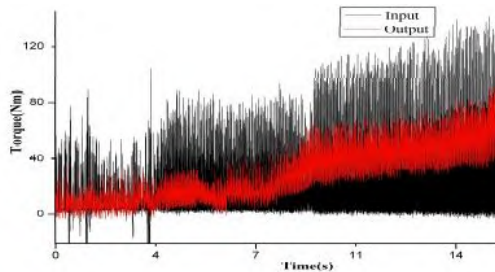
Sedangkan pada tabel 2.4 menunjukkan perhitungan data penelitian untuk kondisi pada gambar 2.15. Dapat dilihat pada tabel ketika beban konstan 60 Nm, dengan kecepatan meningkat dari 1000 rpm ke 2000 rpm, efek redaman dari DMF menjadi lebih baik. Hasil penelitiannya sama dengan hasil penelitian pada beban konstan 40 Nm.

Tabel 2.4 Hasil perhitungan pada kondisi berkendara ^[3]

	Speed (rpm)	T _{Max} (Nm)	T _{Min} (Nm)	Amplitude (Nm)	Damping effect
Input		135.03	-4.50	69.77	
Output	1000	87.04	31.16	28.44	59.23%
	1500	85.20	34.22	25.49	62.50%
	2000	82.21	38.15	22.03	68.75%

Dalam kondisi berkendara, pada efek redaman yang berbeda dengan beban yang sama, dapat disimpulkan bahwa semakin tinggi kecepatan semakin baik efek redaman. Sedangkan pada efek redaman yang berbeda dengan kecepatan yang sama, dapat disimpulkan bahwa semakin tinggi beban semakin baik efek redaman. Sehingga pada kondisi berkendara, ketika kecepatan tinggi dan beban tinggi menyebabkan efek redaman menjadi lebih baik.

Sedangkan hasil penelitian pada kondisi menanjak, ketika kecepatan 1000 rpm dan beban meningkat dari 0 sampai 65 Nm, kurva pengujian dari getaran torsional dapat dilihat pada gambar 2.13. Waktu percobaan dibagi menjadi empat yaitu, 0 – 4 sekon, 4 – 8 sekon, 8 – 12 sekon, dan 12 – 16 sekon. Kemudian rata-rata efek redaman setiap bagian akan dihitung. Seperti ditunjukkan pada gambar 2.16.



Gambar 2.18 Hasil simulasi pada kondisi menanjak^[3]

Dari tabel 2.5 dapat dilihat bahwa pada kondisi menanjak dengan beban meningkat, efek redaman dari DMF akan lebih baik, hasilnya adalah sama dengan hasil penelitian pada kondisi berkendara.

Tabel 2.5 Hasil perhitungan dengan kecepatan 1000 rpm^[3]

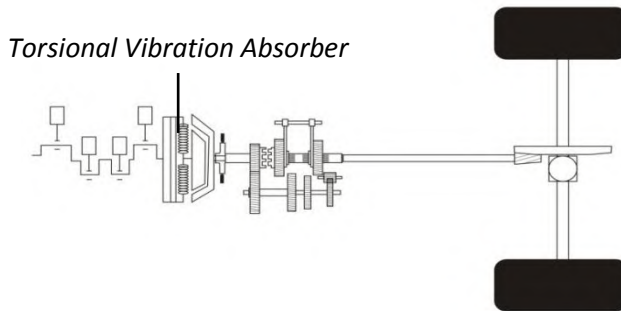
time(s)	0-4	4-8	8-12	12-16
The average damping effect	39.72%	48.37%	58.44%	66.58%

Analisa Torsi Redam dan Respon Dinamis dari Sistem *Drivetrain* yang ditambahkan *Torsional Vibration Absorber*.

Pada tahun 2015 Hilda Yunita Prabawati melakukan penelitian terhadap sistem *drivetrain* pada mobil kapasitas engine 1200 cc dengan tambahan *Torsional Vibration Absorber* untuk meredam getaran pada *drivetrain*. Efek dari getaran tersebut dapat menimbulkan kebisingan dan kerusakan lebih cepat pada komponen-komponen *drivetrain*, sehingga dibutuhkannya massa tambahan untuk mengurangi getaran pada *drivetrain* yaitu *Torsional Vibration Absorber*.

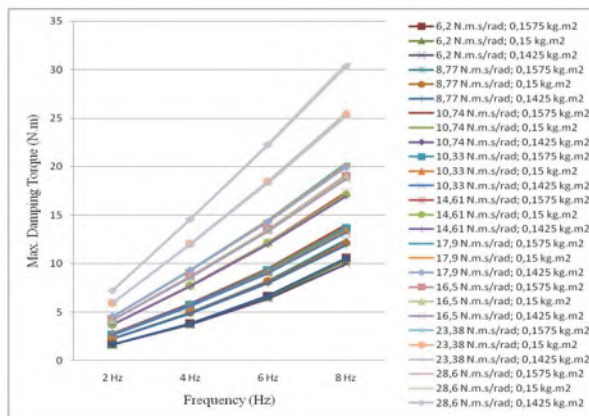
Penelitian dilakukan dengan memodelkan dan menganalisis pengaruh perubahan momen inersia, koefisien redam torsional dan frekuensi sistem *Torsional Vibration Absorber* terhadap torsi redam dan respon dinamis. Model fisik dari *drivetrain* mobil

dengan penambahan *Torsional Vibration Absorber* dapat dilihat gambar 2.17.



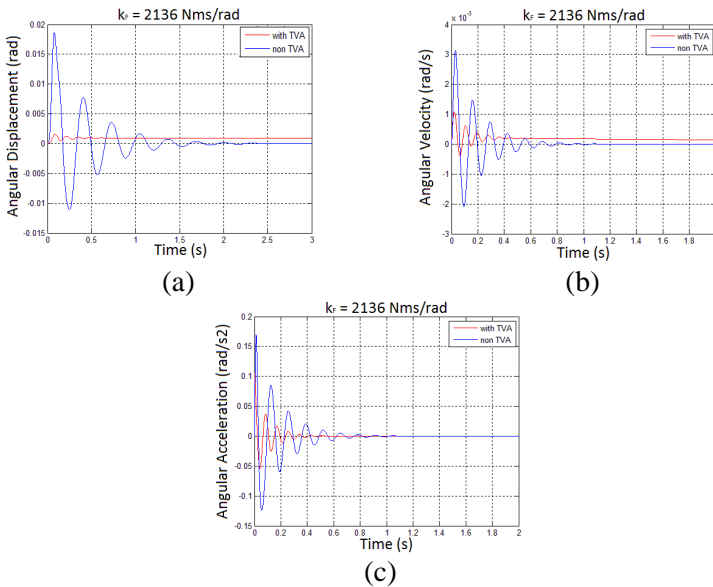
Gambar 2.19 Model fisik *drivetrain* dari penelitian^[8]

Parameter sistem Torsional Vibration Absorber yang dipilih adalah momen inersia $0,1575 \text{ kg.m}^2$ dan koefisien redam torsional $28,6 \text{ N.m.s/rad}$ karena parameter ini menghasilkan torsi redam terbesar. Grafik dari variasi momen inersia dan koefisien redam torsional dapat dilihat pada gambar 2.18.



Gambar 2.20 Grafik pengaruh variasi frekuensi terhadap momen inersia ($J_F = 0,1575\text{-}0,1425 \text{ kg.m}^2$) pada masing-masing koefisien redam torsional ($c_F = 6,2 - 28,64 \text{ N.m.s/rad}$)^[8]

Penelitian selanjutnya dilakukan penambahan sistem Torsional Vibration Absorber pada sistem penggerak drivetrain, digunakan input bump modified. Dan dari perbandingan sistem penggerak drivetrain dengan dan tanpa penambahan sistem Torsional Vibration Absorber, didapatkan hasil bahwa penambahan sistem Torsional Vibration Absorber membuat getaran lebih teredam, dibuktikan dengan respon transien yang mengakibatkan pencapaian kondisi steady state terjadi 20 – 70 % lebih cepat dan besar nilai maksimum perpindahan, kecepatan dan percepatan 38 – 91 % lebih kecil. Grafik hasil dari simulasi respon dinamis dengan dan tanpa *Torsional Vibration Absortion* dapat dilihat pada gambar 2.19.^[8]

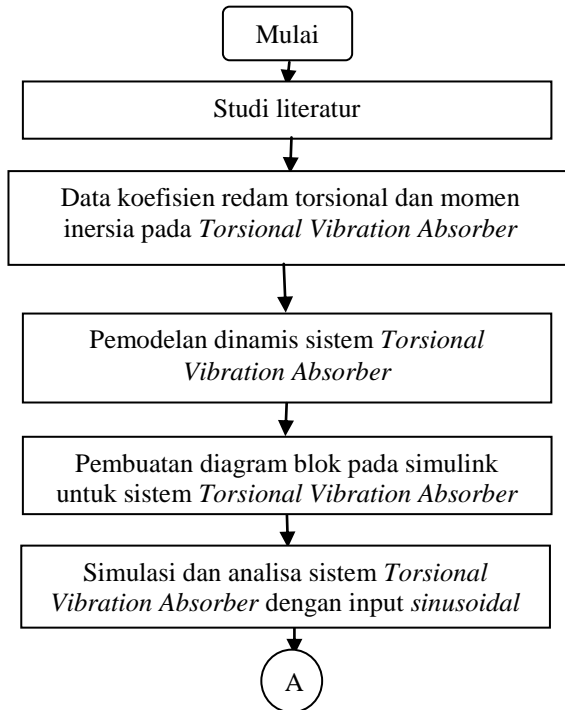


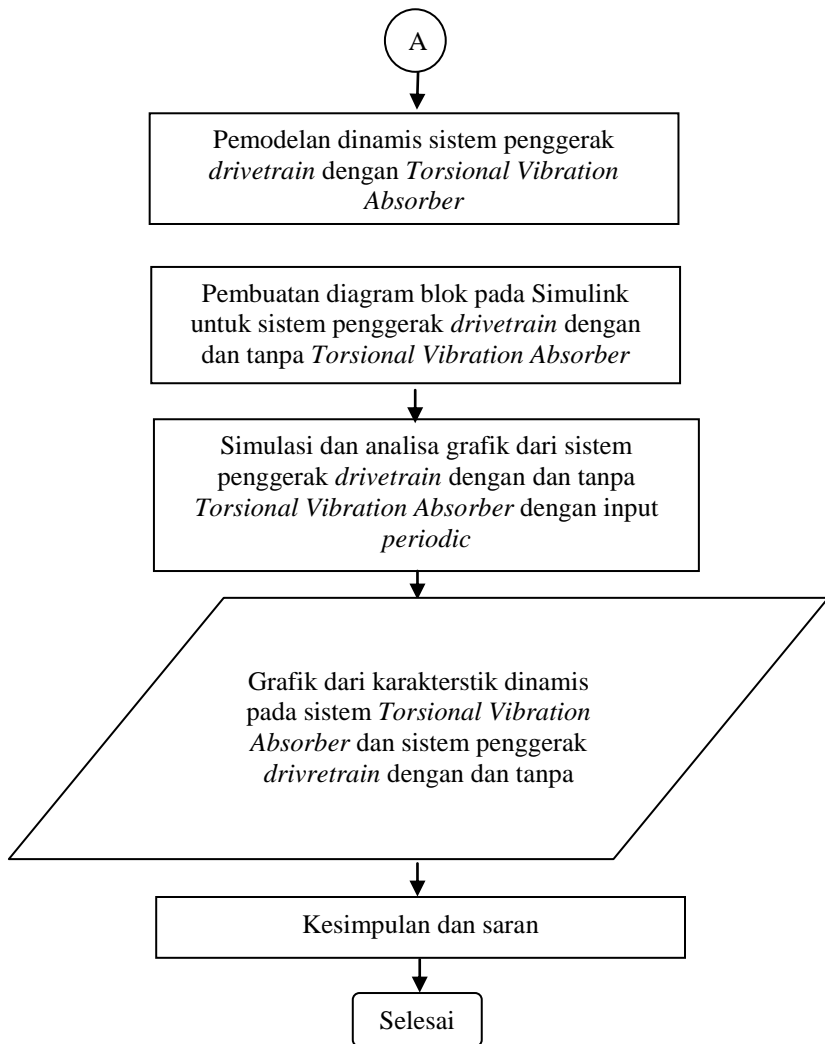
Gambar 2.21 Grafik perbandingan respon perpindahan (a), kecepatan (b) dan percepatan (c) pada momen inersia beban dengan dan tanpa penambahan sistem *Torsional Vibration Absorber* terhadap waktu dengan input *bump modified*^[8]

BAB III METODOLOGI

3.1 Metodologi Penelitian

Penulisan Tugas Akhir dilakukan untuk mengetahui pengaruh perubahan parameter berupa momen inersia dan koefisien redam torsional pada *Torsional Vibration Absorber* terhadap torsi redam serta respon dinamis berupa perpindahan, kecepatan, dan percepatan terhadap penambahan *Torsional Vibration Absorber* dan variasi konstanta pegas torsional, torsi *engine* serta beban truk. Dalam proses analisis dilakukan beberapa langkah yang ditunjukkan oleh diagram alir pada gambar 3.1.





Gambar 3.1 Diagram alir penyelesaian tugas akhir

Metodologi tugas akhir dapat ditunjukkan oleh diagram alir pada gambar 3.1. Dimulai dari studi literature mengenai *Torsional Vibration Absorber*. Kemudian membuat pemodelan fisik dan matematis untuk sistem *Torsional Vibration Absorber*. Selanjutnya membuat persamaan gerak dari sistem tersebut. Langkah selanjutnya adalah membuat blok diagram pada MATLAB Simulink dengan input *sinusoidal*. Dari Simulink tersebut, didapatkan grafik karakteristik torsi redam dari variasi momen inersia dan koefisien redam torsional dari sistem *Torsional Vibration Absorber*. Kemudian sistem *Torsional Vibration Absorber* ditambahkan pada sistem penggerak *drivetrain* dengan langkah yang sama, yaitu pertama dengan membuat model fisik dan matematis. Selanjutnya dengan membuat persamaan gerak. Kemudian membuat blok diagram dengan input *periodic*. Dari simulasi tersebut didapatkan grafik karakteristik dinamis dari sistem penggerak *drivetrain* dengan penambahan *Torsional Vibration Absorber* dan variasi konstanta pegas torsional. Setelah itu analisis grafik tersebut. Dan langkah terakhir yaitu membuat kesimpulan berdasarkan hasil yang didapat dan memberikan saran untuk penelitian selanjutnya.

3.1.1 Tahap Studi Literatur

Untuk membantu menyelesaikan tugas akhir ini diperlukan dasar teori sebagai penunjang dalam menganalisa sistem *Torsional Vibration Absorber*. Oleh karena itu, dilakukan studi literatur untuk menambah wawasan, pengetahuan, dan landasan mengenai permasalahan yang akan dibahas. Adapun materi dari studi literatur yang mendukung dalam penulisan Tugas Akhir ini yaitu mekanika getaran dasar, pemodelan sistem dinamis, *flywheel* sebagai *Torsional Vibration Absorber*, sistem penggerak *drivetrain* truk, serta pembuatan blok diagram dan simulasi pada MATLAB Simulink. Sedangkan studi lapangan yang dilakukan meliputi penentuan nilai parameter sistem *Torsional Vibration Absorber* yang digunakan dalam pemodelan dan simulasi sistem. Nilai parameter tersebut adalah berupa data teknis dari *Torsional*

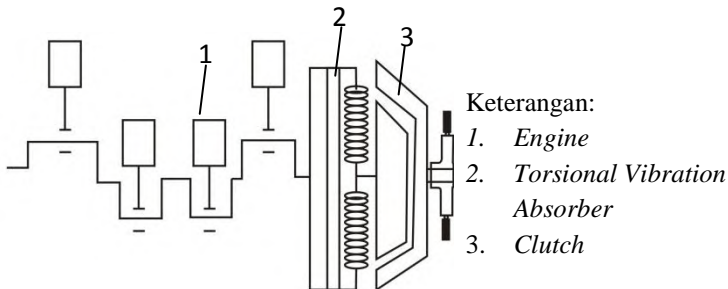
Vibration Absorber yang meliputi momen inersia, konstanta pegas torsional dan koefisien redam torsional serta data teknis dari sistem penggerak drivetrain yang meliputi momen inersia, konstanta pegas torsional dan koefisien redam torsional. Selain itu data dari torsi engine.

Referensi untuk studi literatur didapat dari buku, jurnal-jurnal ilmiah, maupun penelitian-penelitian terdahulu yang berkaitan. Sedangkan studi lapangan didapat dari data hasil penelitian oleh kelompok yang membuat perancangan alat terkait.

3.2 Pemodelan dan Simulasi Sistem *Torsional Vibration Absorber*

3.2.1 Pemodelan Fisik Sistem *Torsional Vibration Absorber*

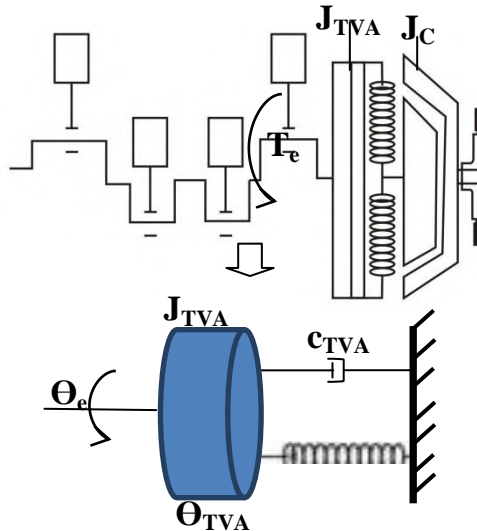
Dalam tugas akhir ini akan dianalisis pengaruh perubahan parameter yang menghasilkan grafik karakteristik torsi redam dari variasi momen inersia dan koefisien redam torsional pada sistem *Torsional Vibration Absorber* dengan input *sinusoidal*. Pemodelan ini dilakukan untuk mengetahui parameter yang paling baik dari hasil torsi redam yang paling baik. Dan kemudian parameter yang terbaik dari sistem *Torsional Vibration Absorber* ini nantinya akan ditambahkan pada sistem penggerak *drivetrain*. Dan selanjutnya juga akan dilakukan pemodelan dan simulasi. Berikut detail dari *Torsional Vibration Absorber* pada gambar 3.2 dan pemodelan fisik sistem tersebut pada gambar 3.3 :



Gambar 3.2 Model fisik *Torsional Vibration Absorber* di drivetrain

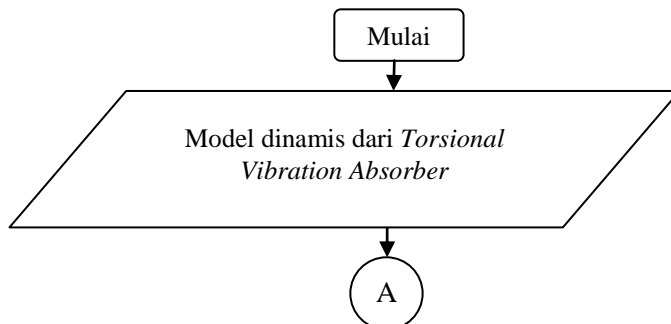
3.2.2 Pemodelan Dinamis dan Pembuatan Persamaan dari Sistem *Torsional Vibration Absorber*

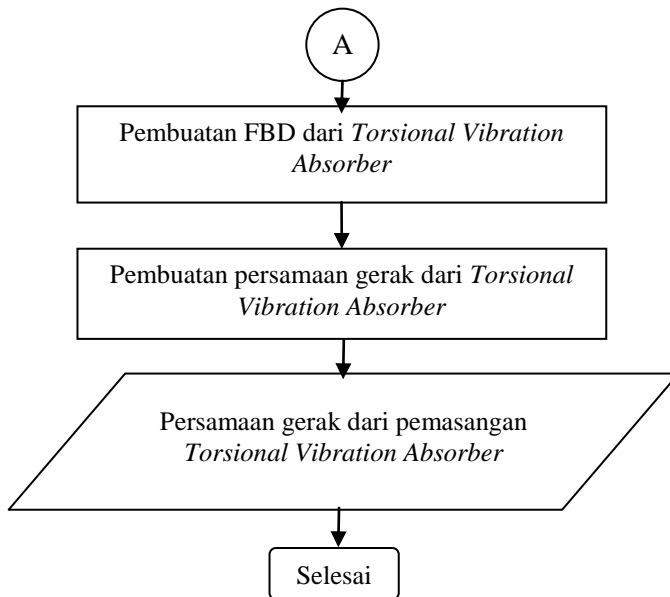
Pemodelan matematis untuk sistem *Torsional Vibration Absorber* meliputi *engine*, *torsional vibration absorber* dan *clutch*. Seperti yang ditunjukkan pada gambar 3.4 dibawah ini.



Gambar 3.3 Model dinamis rancangan sistem *Torsional Vibration Absorber*

Setelah didapatkan model dinamis, maka selanjutnya membuat persamaan gerak dari sistem tersebut. Secara garis besar proses pembuatan persamaan gerak dapat ditransformasikan menjadi diagram alir pada gambar 3.4.





Gambar 3.4 Diagram alir proses pembuatan persamaan gerak dari sistem *Torsional Vibration Absorber*

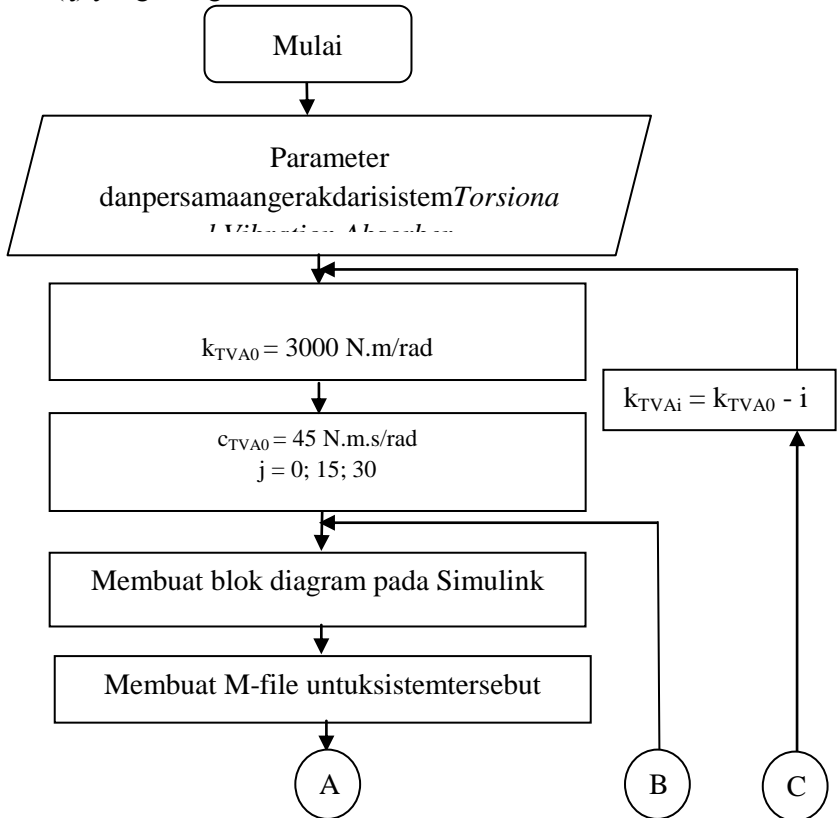
3.2.3 Pembuatan Blok Simulasi Sistem *Torsional Vibration Absorber*

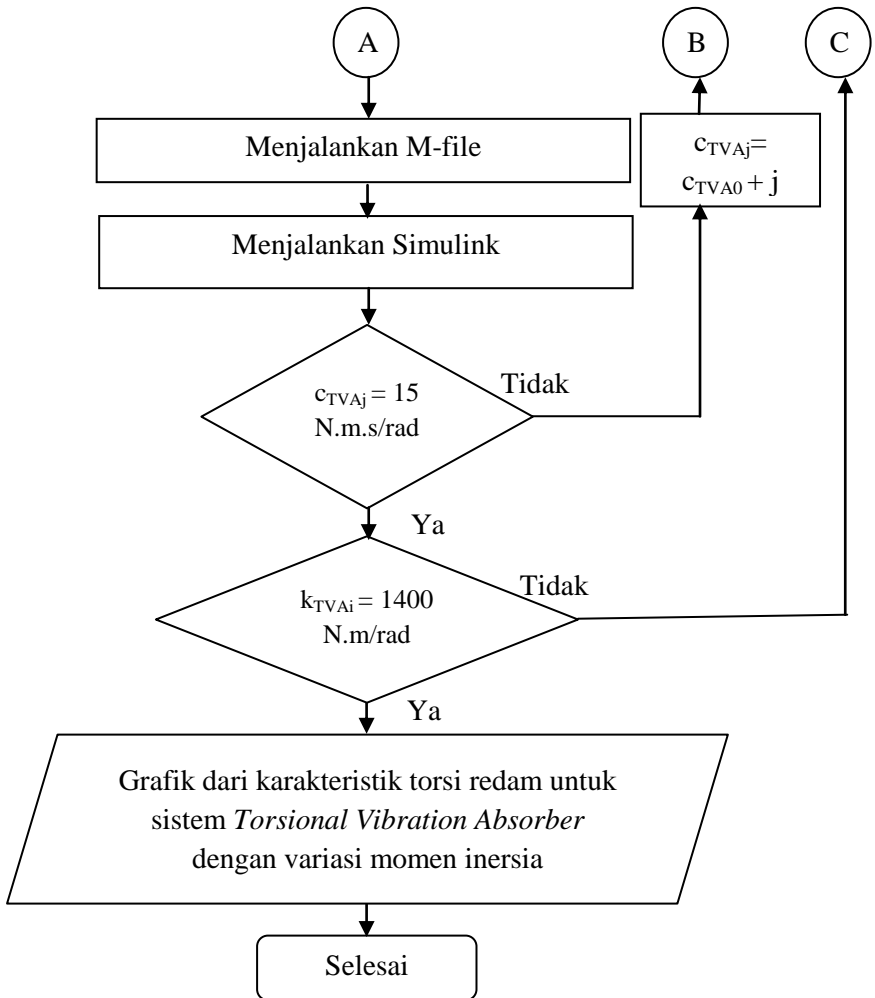
Setelah mendapatkan persamaan gerak dari sistem, langkah yang dilakukan selanjutnya yaitu membuat blok simulasi. Berikut parameter yang digunakan untuk simulasi sistem *Torsional Vibration Absorber* :

Tabel 3.1 Parameter untuk sistem *Torsional Vibration Absorber*

Parameter	Simbol	Nilai
<i>Torsional Vibration Absorber rotational inertia</i>	J_{TVA}	0,245 kg.m ²
<i>Torsional Vibration Absorber torsional damping coefficient</i>	c_{TVA}	10 N.m.s/rad
<i>Torsional Vibration Absorber torsional stiffness</i>	k_{TVA}	2200 N.m/rad

Proses pembuatan blok diagram pada Simulink dijelaskan berupa diagram alir pada gambar 3.5. Input yang digunakan yaitu input *sinusoidal* dengan amplitudo 0,5 rad, frekuensi 2-8 Hz rad^[16], variasi koefisien redam torsional (c_{TVA}) 15 – 45 N.m.s/rad, variasi konstanta pegas torsional (k_{TVA}) 1400 – 3300 N.m/rad dengan momen inersia (J_{TVA}) dan torsi awal *engine* (T_0) konstan. Dalam tugas akhir ini variasi yang dilakukan adalah koefisien redam torsional dan konstanta pegas torsional. Hal ini dikarenakan besarnya redaman dipengaruhi besar *damping ratio*(ζ) yang menghasilkan koefisien redam torsional.





Gambar 3.5 Diagram alir proses pembuatan blok diagram Simulink dari sistem *Torsional Vibration Absorber* dengan variasi koefisien redam torsional (c_{TVA}) dan konstanta pegas torsional (k_{TVA}) dengan Torsi awal *engine* (T_e) konstan

3.2.4 Analisis Grafik Sistem *Torsional Vibration Absorber*

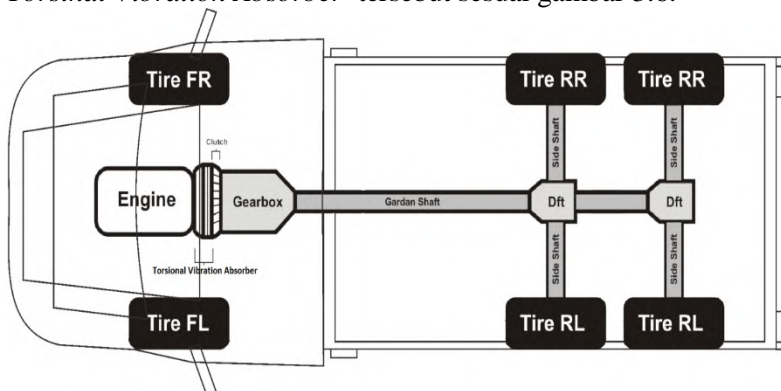
Dari simulasi yang telah dilakukan untuk sistem *Torsional Vibration Absorber* ini, akan didapatkan grafik karakteristik torsi redam, yaitu berupa grafik torsi redam terhadap perpindahan, kecepatan maupun percepatan dengan variasi koefisien redam torsional (c_{TVA}) 15 – 45 N.m.s/rad dan konstanta pegas torsional (k_{TVA}) 1400 – 3300 N.m/rad.

Setelah itu grafik-grafik tersebut dianalisis dan diambil kesimpulan. Kemudian dipilih salah satu hasil dalam variasi koefisien redam torsional dan konstanta pegas torsional tersebut untuk nantinya digunakan sebagai parameter *Torsional Vibration Absorber* pada simulasi sistem penggerak *drivetrain* pada truk.

3.3 Pemodelan dan Simulasi Sistem Penggerak *Drivetrain* Truk dengan *Torsional Vibration Absorber*

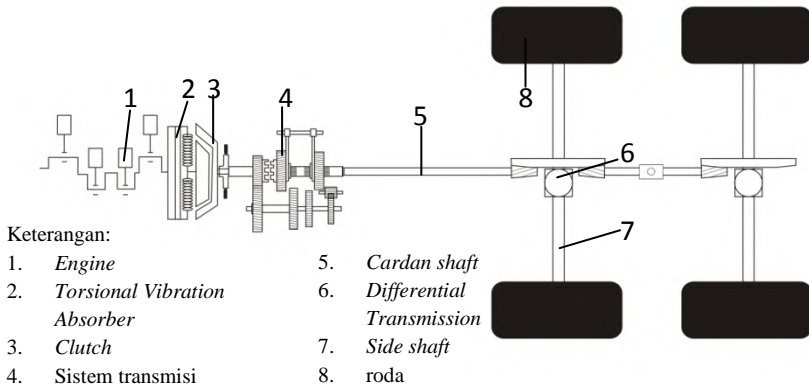
3.3.1 Pemodelan Fisik Sistem Penggerak *Drivetrain* Truk

Setelah melakukan pemodelan dan simulasi pada sistem *Torsional Vibration Absorber*, kemudian dilakukan pemodelan pada sistem penggerak *drivetrain* dengan *Torsional Vibration Absorber*. Berikut rancangan sistem penggerak *drivetrain* dengan *Torsional Vibration Absorber* tersebut sesuai gambar 3.6.

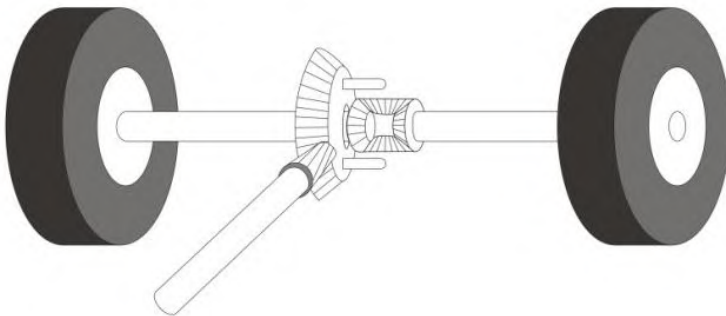


Gambar 3.6 Rancangan penambahan *Torsional Vibration Absorber* pada sistem penggerak *drivetrain* truk

Berikut model fisik rancangan pemasangan *Torsional Vibration Absorber* pada sistem penggerak *drivetrain* seperti pada gambar 3.7 dan gambar 3.8 tampak depan *differential transmission* pada roda :



Gambar 3.7 Model fisik rancangan penambahan *Torsional Vibration Absorber* pada sistem penggerak *drivetrain*truk



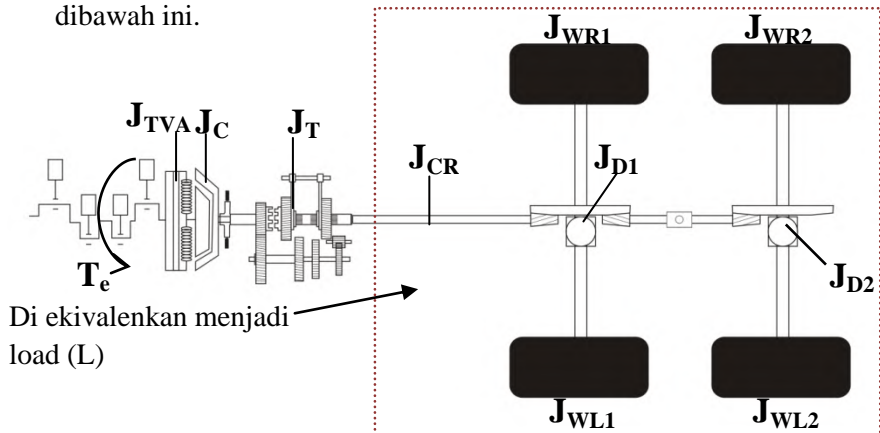
Gambar 3.8 Tampak depan *differential transmission* pada roda

Pada gambar 3.8 ketika *engine* bekerja dan menghasilkan torsi awal maka semua sistem penggerak *drivetrain* ikut berputar. Dari torsi awal *engine* akan disalurkan ke sistem transmisi

melalui sambungan *clutch*. Dan sistem transmisi akan mengatur besar torsi yang akan disalurkan ke berbagai bagian, salah satunya ke roda belakang melalui poros cardan dan ditransmisikan oleh *differential transmission* melalui *side shaft*. Ketika torsi *engine* yang menghasilkan putaran ini dihubungkan ke sistem transmisi melalui *clutch* secara tiba-tiba, maka akan timbul getaran torsional yang diakibatkan putaran poros. Dikarenakan hal tersebut, pada sistem penggerak *drivetrain* dipasang *Torsional Vibration Absorber* diantara *engine* dan *clutch* yang berfungsi untuk menjaga kestabilan mobil dan meredam getaran yang terjadi.

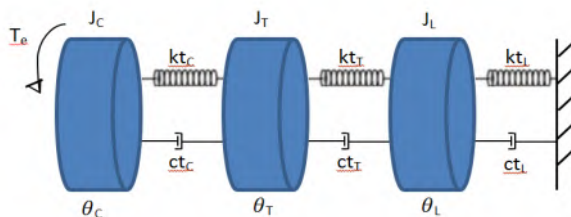
3.3.2 Pemodelan Dinamis dan Pembuatan Persamaan dari Penambahan *Torsional Vibration Absorber* pada Sistem Penggerak *Drivetrain* Truk

Pemodelan fisik untuk penambahan *Torsional Vibration Absorber* pada sistem penggerak *drivetrain* truk meliputi *engine*, *Torsional Vibration Absorber*, *clutch*, sistem transmisi (beberapa gear), poros cardan, *differential transmission* (bevel gear), *side shaft* dan roda. Seperti yang ditunjukkan pada gambar 3.9 dibawah ini.

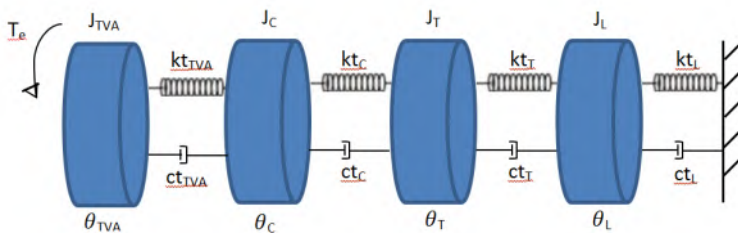


Gambar 3.9 Model fisik dari rancangan *Torsional Vibration Absorber* pada drivetrain truk

Kemudian setelah itu membuat model dinamis dari *drivetrain* dengan dan tanpa penambahan *Torsional Vibration Absorber* diatas. Dimana propeller-shaft, differential shaft dan roda di ekivalenkan menjadi load (L). Seperti yang ditunjukkan pada gambar 3.10 dan 3.11 dibawah ini.



Gambar 3.10 Model dinamis dari *drivetrain* truk tanpa *Torsional Vibration Absorber*



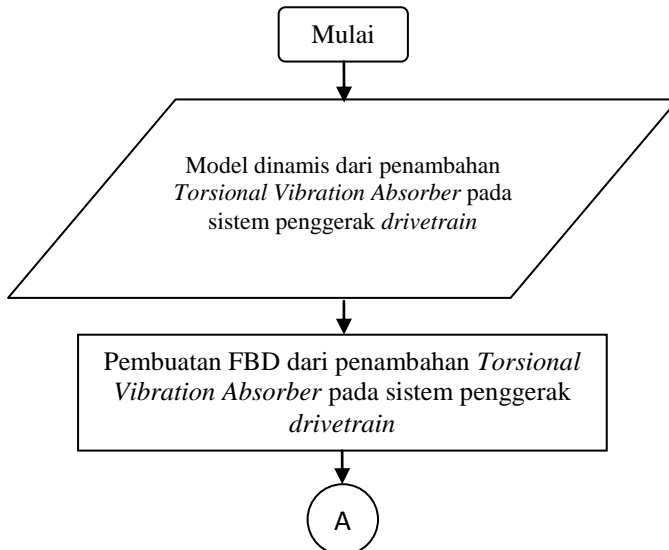
Gambar 3.11 Model dinamis dari *drivetrain* truk dengan *Torsional Vibration Absorber*

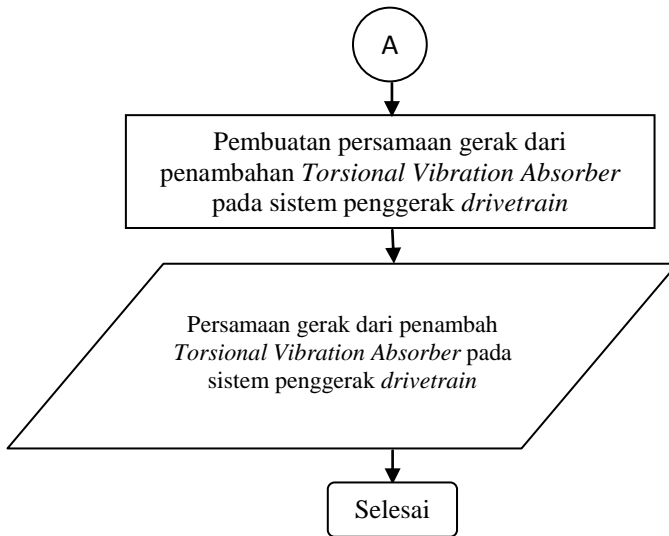
Tabel 3.2 Hubungan model fisik *drivetrain* dengan model dinamis *drivetrain*

Model Dinamis	Model Fisik
J_{TVA}	Inersia <i>Torsional Vibrtion Absorber</i>
c_{TVA}	Koefisien redam pegas <i>Torsional Vibration Absorber</i>

k_{TVA}	Kekakuan pegas <i>Torsional Vibration Absorber</i>
J_C	Inersia <i>Clutch</i>
c_C	<i>Coloumb damping</i> dari <i>bearing</i>
k_C	Kekakuan batang penghubung <i>clutch</i> dan Kotak Transmisi
J_T	Inersia Kotak Transmisi
c_T	<i>Coloumb damping</i> dari <i>bearing</i>
k_T	Kekakuan <i>cardan shaft</i>
J_L	Inersia dari <i>cardan, differential transmission</i> dan <i>wheel</i>
c_L	Koefisien redam ban
k_L	Konstanta kekakuan ban

Kemudian setelah didapatkan model dinamis, maka selanjutnya membuat persamaan gerak dari sistem tersebut. Secara garis besar proses pembuatan persamaan gerak dapat ditransformasikan menjadi diagram alir pada gambar 3.12.





Gambar 3.12 Diagram alir proses pembuatan persamaan gerak dari penambahan *Torsional Vibration Absorber* pada sistem penggerak *drivetrain* truk

3.3.3 Pembuatan Blok Simulasi dari Penambahan *Torsional Vibration Absorber* pada Sistem Penggerak *Drivetrain* Truk

Setelah mendapatkan persamaan gerak dari sistem, langkah selanjutnya yaitu membuat blok simulasi. Berikut parameter yang digunakan untuk simulasi sistem *Torsional Vibration Absorber*.

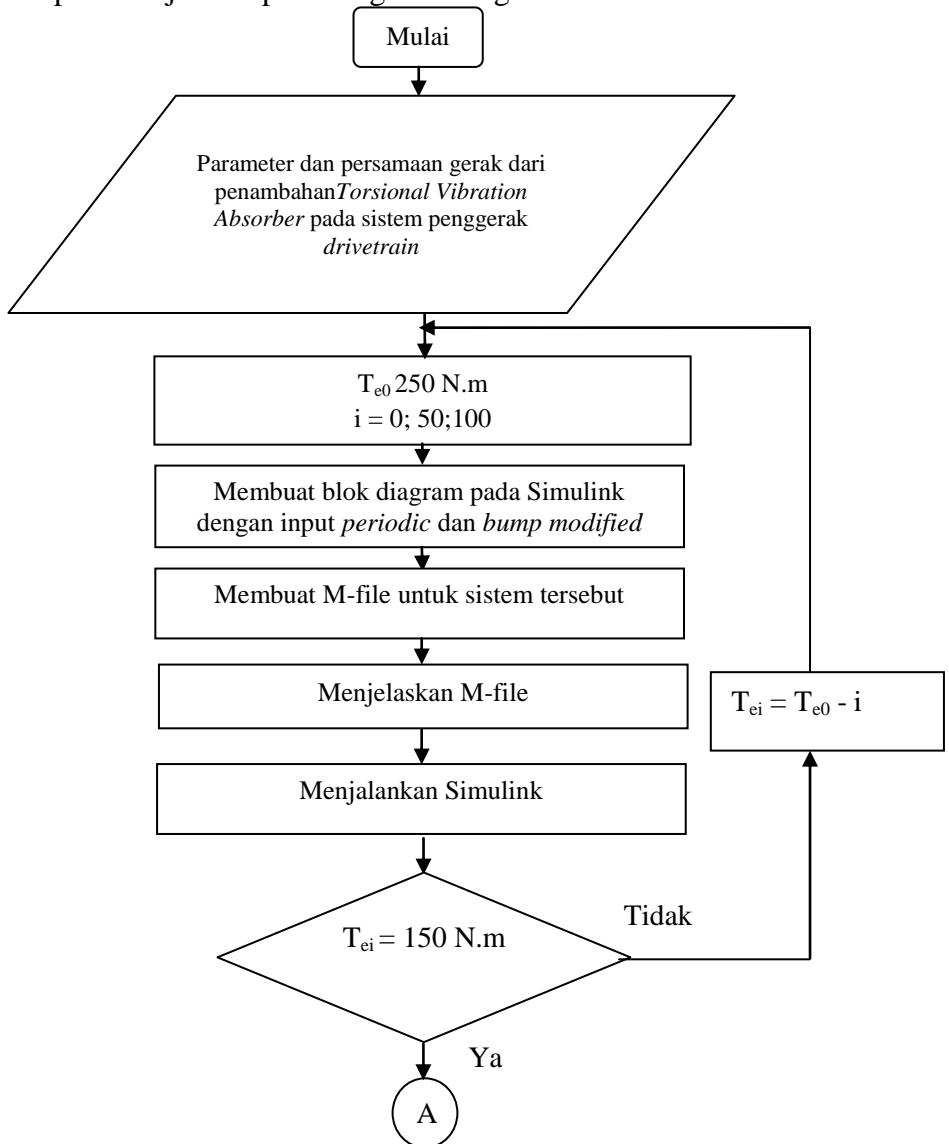
Tabel 3.3 Parameter untuk pemasangan *Torsional Vibration Absorber* pada sistem penggerak *drivetrain* truk^[6]

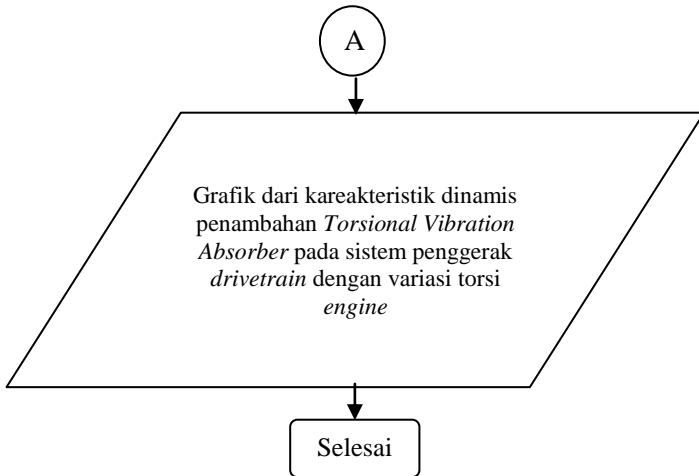
Parameter	Simbol	Nilai
Torsi <i>Engine</i>	T_0	200 N.m
<i>Torsional Vibration Absorber</i> rotational inertia	J_{TVA}	0,245 kg.m ²
<i>Clutch</i> rotational inertia	J_C	0,09 kg.m ²

<i>Transmission rotational inertia</i>	J_T	3,83 kg.m ²
<i>Cardan shaft rotational inertia</i>	J_{CR}	0,04 kg.m ²
<i>Differential transmission rotational inertia</i>	J_D	0,04 kg.m ²
<i>Wheel rotational inertia</i>	J_W	400 kg.m ²
<i>Torsional Vibration Absorber torsional stiffness</i>	k_{TVA}	2200 N.m/rad
<i>Clutch torsional stiffness</i>	k_C	5000 N.m/rad
<i>Transmission torsional stiffness</i>	k_T	4800 N.m/rad
<i>Cardan shaft torsional stiffness</i>	k_{CR}	1900 N.m/rad
<i>Differential transmission torsional stiffness</i>	k_D	8500 N.m/rad
<i>Side shaft torsional stiffness</i>	k_S	1700 N.m/rad
<i>Torsional Vibration Absorber torsional damping coefficient</i>	c_{TVA}	10 N.m.s/rad
<i>Clutch torsional damping coefficient</i>	c_C	228,5 N.m.s/rad
<i>Transmission torsional damping coefficient</i>	c_T	410 N.m.s/rad
<i>Cardan shaft torsional damping coefficient</i>	c_{CR}	17,18 N.m.s/rad
<i>Differential transmission torsional damping coefficient</i>	c_D	60 N.m.s/rad
<i>Side shaft torsional damping coefficient</i>	c_S	140,17 N.m.s/rad

Proses pembuatan blok diagram pada Simulink dijelaskan berupa diagram alir. Input yang digunakan yaitu input *periodic* dan *bump modified* dan menggunakan parameter *Torsional Vibration Absorber damping coefficient*

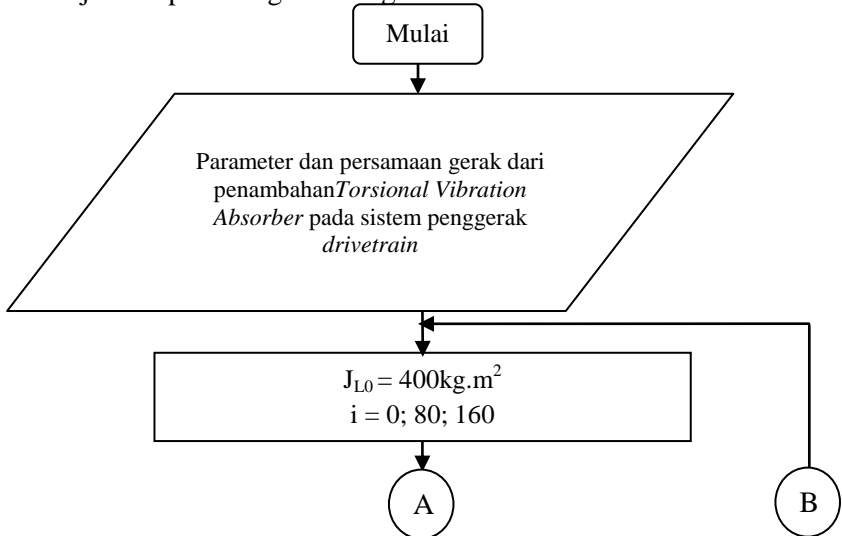
(c_{TVA}) dan *Torsional Vibration Absorber torsional stiffness*(k_{TVA}) yang didapat dari hasil simulasi sistem *Torsional Vibration Absorber*. Pertama variasi torsi *engine* sebesar 150 - 250 Nm dengan beban konstan 400 kg.m² dapat ditunjukkan pada diagram alir gambar 3.13.

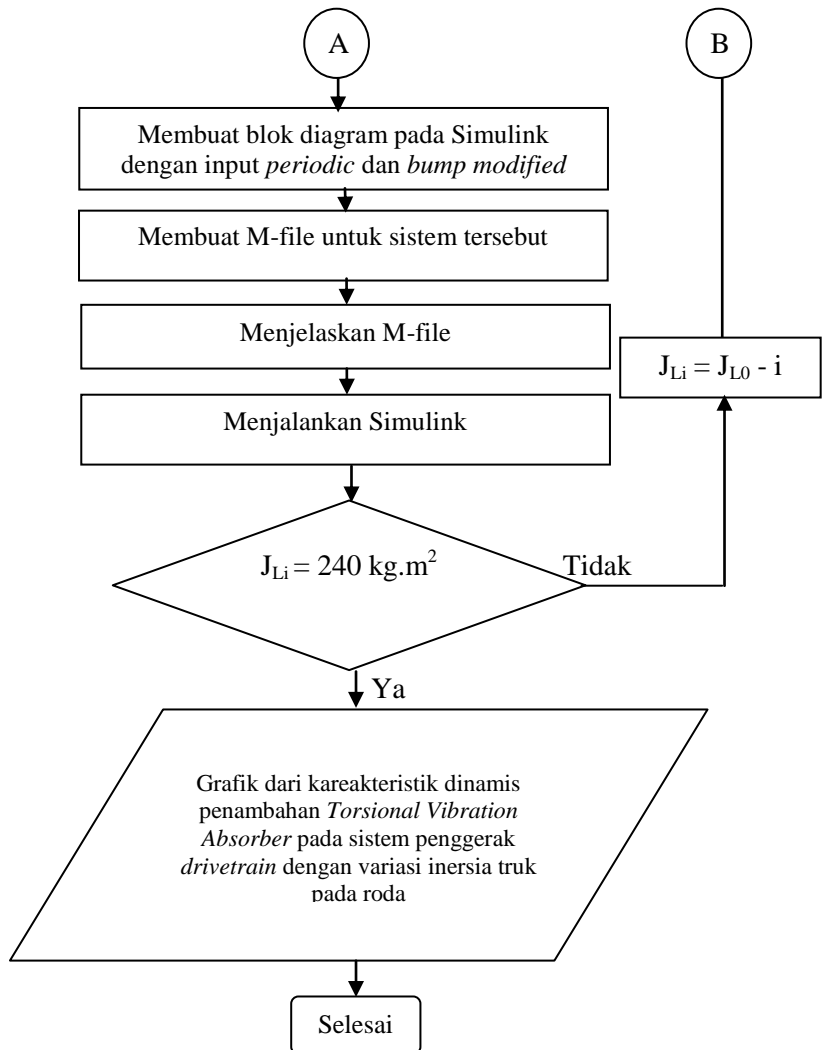




Gambar 3.13 Diagram alir proses pembuatan blok diagram Simulink dari penambahan *Torsional Vibration Absorber* pada sistem penggerak *drivetrain* dengan variasi torsi *engine* (T_e)

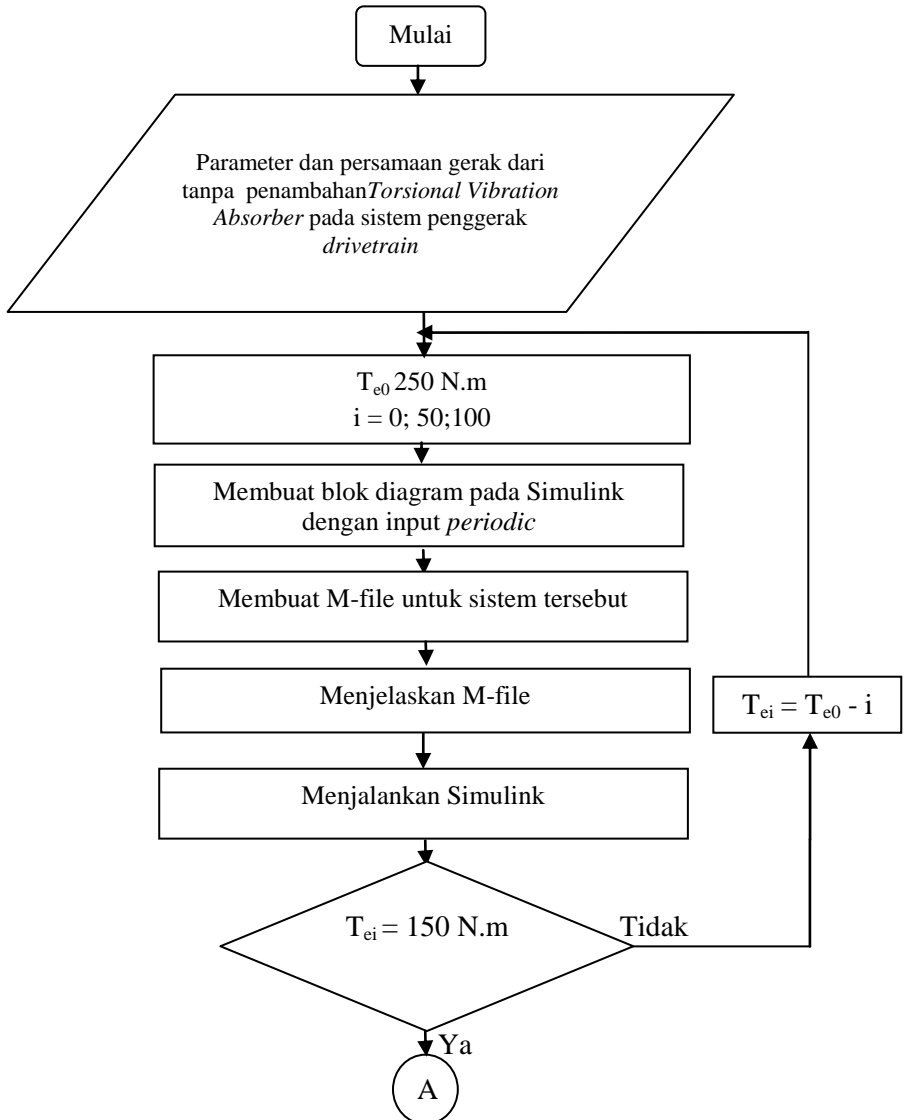
Kemudian variasi inersia *load* yang berbeda-beda sebesar $240 - 400 \text{ kg.m}^2$ dengan torsi *engine* konstan 250 Nm dapat ditunjukkan pada diagram alir gambar 3.14.

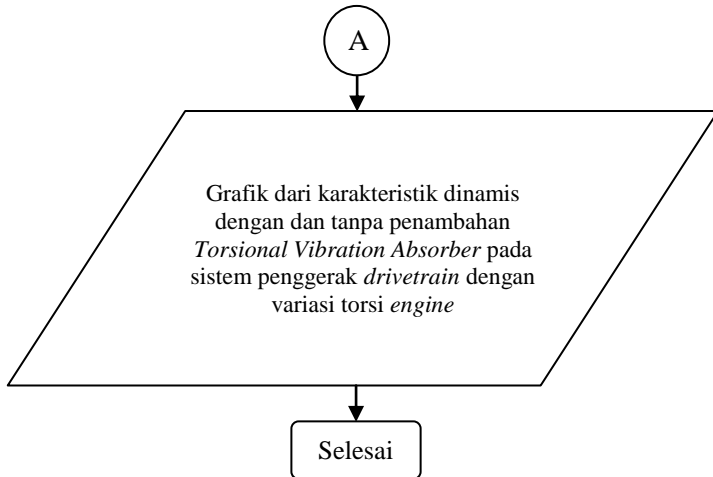




Gambar 3.14 Diagram alir proses pembuatan blok diagram Simulink dari penambahan *Torsional Vibration Absorber* pada sistem penggerak *drivetrain* dengan variasi inersia load (J_L)

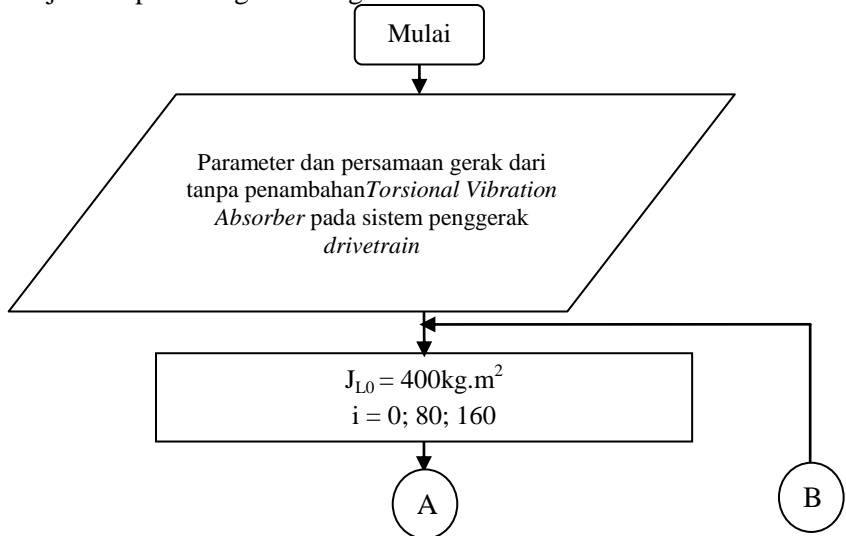
Kemudian dilakukan simulasi sistem *drivetrain* truk tanpa penambahan *Torsional Vibration Absorber*. Dengan variasi variasi torsi *engine* sebesar 150 - 250 Nm dengan beban konstan 400 kg.m² seperti gambar 3.15.

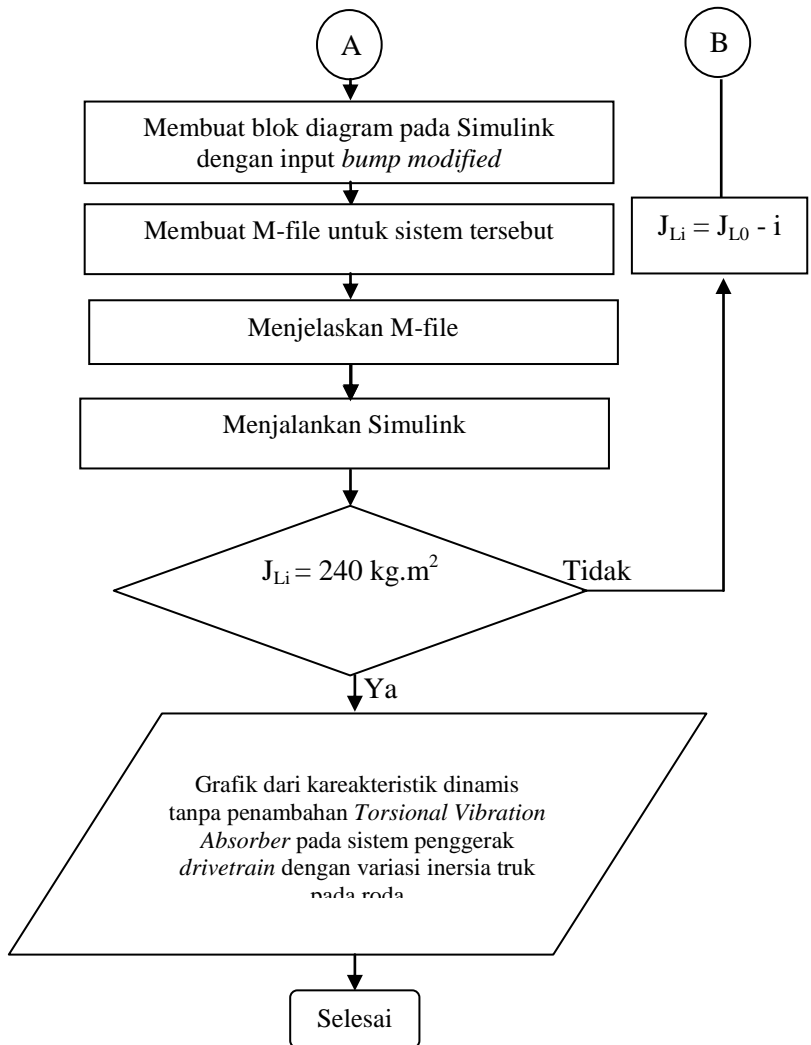




Gambar 3.15 Diagram alir proses pembuatan blok diagram simulink dari tanpa penambahan *Torsional Vibration Absorber* pada sistem penggerak *drivetrain* dengan variasi torsi *engine* (T_e)

Kemudian variasi inersia load yang berbeda-beda sebesar $240 - 400 \text{ kg.m}^2$ dengan torsi *engine* konstan 250 Nm dapat ditunjukkan pada diagram alir gambar 3.16.





Gambar 3.16 Diagram alir proses pembuatan blok diagram simulink dari tanpa penambahan *Torsional Vibration Absorber* pada sistem penggerak *drivetrain* dengan variasi inersia load (J_L)

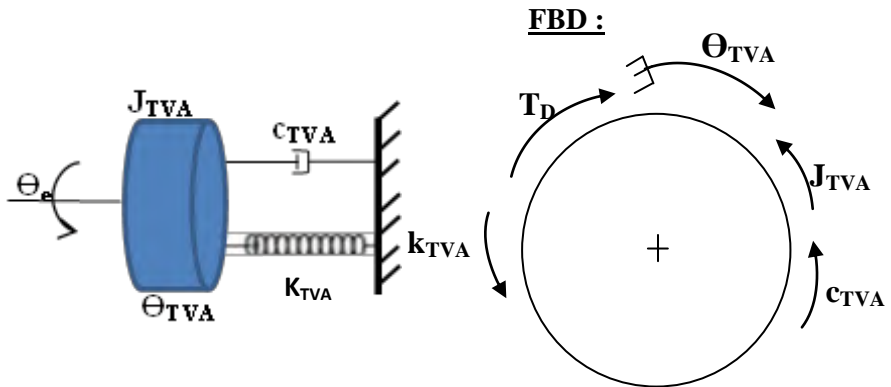
3.3.4 Analisa Grafik dari Sistem Penggerak *Drivetrain* Truk dengan *Torsional Vibration Absorber*

Dari simulasi sistem penggerak *drivetrain*, akan didapatkan respon dinamis, berupa perpindahan, kecepatan maupun percepatan dari input *periodic* dan *bump modified* dengan variasi torsi *engine* (T_e) dan load (L) terhadap waktu. Grafik-grafik tersebut dianalisis. Sehingga dapat dilakukan evaluasi untuk sistem *Torsional Vibration Absorber* pada sistem penggerak *drivetrain*. Setelah itu mengambil kesimpulan dari hasil analisis dan evaluasi yang telah dilakukan.

BAB IV PEMODELAN SISTEM

4.1 Model Dinamis dan Matematis *Torsional Vibration Absorber*

Torsional Vibration Absorber terdiri dari momen inersia, koefisien redam torsional, dan konstanta pegas torsional. *Torsional Vibration Absorber* ini diletakkan di antara *engine* dan *clutch*, dimana torsi engine akan menjadi torsi masukannya. Seperti yang dapat dilihat dari model fisik yang telah dijelaskan pada gambar 3.2 dan model dinamis yang telah dijelaskan pada gambar 3.3 akan didapatkan FBD sebagai berikut :



Gambar 4.1 FBD dari model dinamis *Torsional Vibration Absorber*

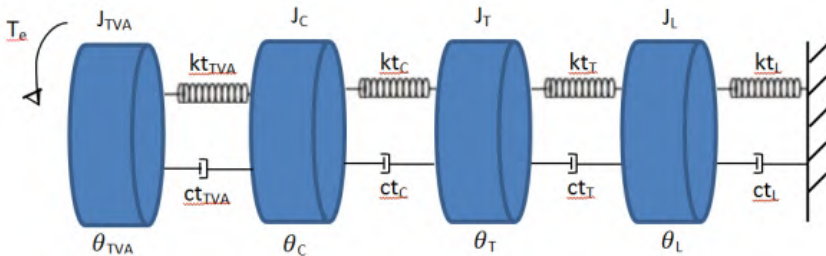
Persamaan matematis dari FBD pada gambar 4.1 sebagai berikut :

$$J_{TVA} \ddot{\Theta}_{TVA} + c_{TVA} \dot{\Theta}_{TVA} + k_{TVA} \Theta_{TVA} - T_D = 0$$

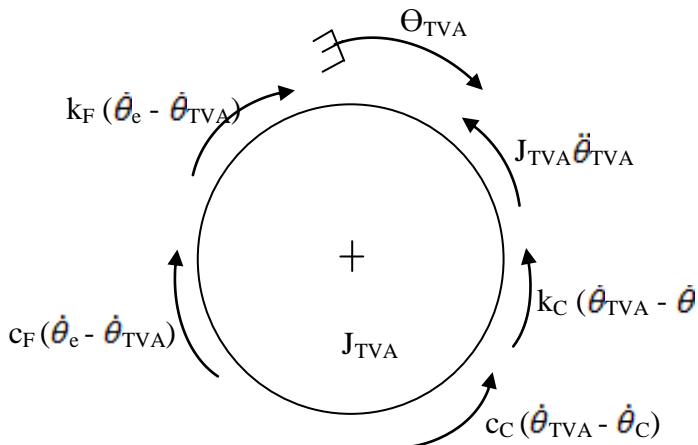
$$J_{TVA} \ddot{\Theta}_{TVA} + c_{TVA} \dot{\Theta}_{TVA} + k_{TVA} \Theta_{TVA} = T_D \dots\dots\dots (4.1)$$

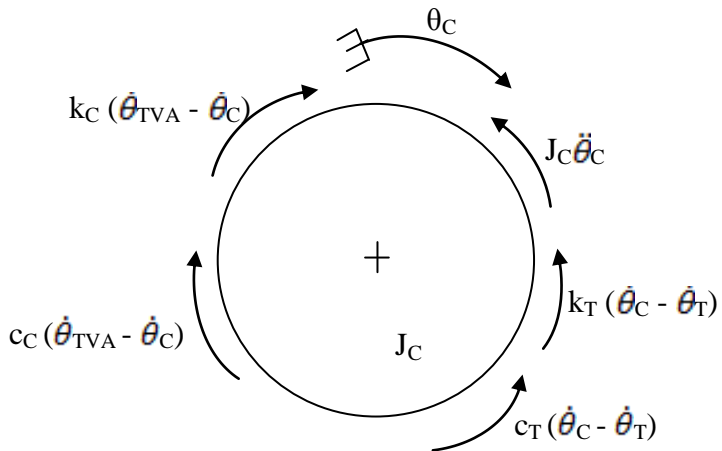
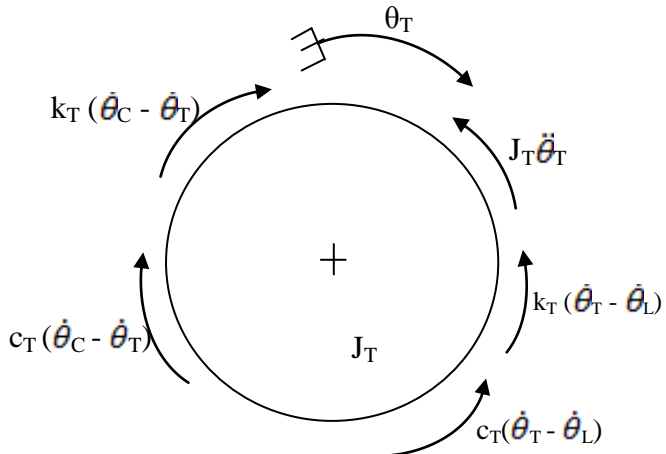
4.2 Model Dinamis dan Matematis Sistem Drivetrain Truk dengan Penambahan Torsional Vibration Absorber

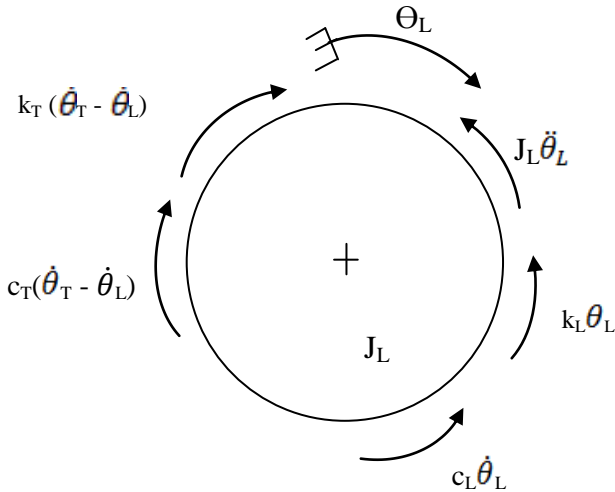
Setelah memodelkan dan menganalisa *Torsional Vibration Absorber* saja kemudian memodelkan dan menganalisa sistem drivetrain truk dengan penambahan *Torsional Vibration Absorber*. Torsi dari *engine* akan disalurkan melalui *clutch*, transmisi, *propeller-shaft* dan *differential transmission* ke roda belakang truk. Seperti yang dapat dilihat dari model fisik yang telah dijelaskan pada gambar 3.7 dan model dinamis yang telah dijelaskan pada gambar 3.10 akan didapatkan FBD sebagai berikut :



FBD I :



FBD II :**FBD III :**

FBD IV :Gambar 4.2 FBD dari model dinamis sistem *drivetrain* truk

Persamaan matematis dari FBD 1

$$J_{TVA} \ddot{\theta}_{TVA} + c_C (\dot{\theta}_{TVA} - \dot{\theta}_C) - c_{TVA} (\dot{\theta}_e - \dot{\theta}_{TVA}) + k_C (\theta_{TVA} - \theta_C) - k_{TVA} (\theta_e - \theta_{TVA}) = 0$$

$$J_{TVA} \ddot{\theta}_{TVA} = -c_C (\dot{\theta}_{TVA} - \dot{\theta}_C) + c_{TVA} (\dot{\theta}_e - \dot{\theta}_{TVA}) - k_C (\theta_{TVA} - \theta_C) + k_{TVA} (\theta_e - \theta_{TVA})$$

$$\ddot{\theta}_{TVA} = \frac{1}{J_{TVA}} [-c_C (\dot{\theta}_{TVA} - \dot{\theta}_C) + c_{TVA} (\dot{\theta}_e - \dot{\theta}_{TVA}) - k_C (\theta_{TVA} - \theta_C) + k_{TVA} (\theta_e - \theta_{TVA})] \dots \dots \dots (4.2)$$

Persamaan *state variable* dari persamaan (4.2), yaitu:

$$\dot{\theta} = \omega$$

$$\dot{\omega}_{TVA} = \frac{1}{J_{TVA}} [-c_C (\omega_{TVA} - \omega_C) + c_{TVA} (\omega_e - \omega_{TVA}) - k_C (\theta_{TVA} - \theta_C) + k_{TVA} (\theta_e - \theta_{TVA})] \dots \dots \dots (4.3)$$

Persamaan matematis dari FBD 2:

$$\begin{aligned}
J_C \ddot{\theta}_C + c_T (\dot{\theta}_C - \dot{\theta}_T) - c_C (\dot{\theta}_{TVA} - \dot{\theta}_C) + k_T (\theta_C - \theta_T) - k_C (\theta_{TVA} - \theta_C) &= 0 \\
J_C \ddot{\theta}_C &= -c_T (\dot{\theta}_C - \dot{\theta}_T) + c_C (\dot{\theta}_{TVA} - \dot{\theta}_C) - k_T (\theta_C - \theta_T) + k_C (\theta_{TVA} - \theta_C) \\
\ddot{\theta}_C &= \frac{1}{J_C} [-c_T (\dot{\theta}_C - \dot{\theta}_T) + c_C (\dot{\theta}_{TVA} - \dot{\theta}_C) - k_T (\theta_C - \theta_T) + \\
&k_C (\theta_{TVA} - \theta_C)] \dots\dots\dots (4.4)
\end{aligned}$$

Persamaan *state variable* dari persamaan (4.4), yaitu:

$$\begin{aligned}
\dot{\theta} &= \omega \\
\dot{\omega}_C &= \frac{1}{J_C} [-c_T (\omega_C - \omega_T) + c_C (\omega_{TVA} - \omega_C) - k_C (\theta_C - \theta_T) + \\
&k_C (\theta_{TVA} - \theta_C)] \dots\dots\dots (4.5)
\end{aligned}$$

Persamaan matematis dari FBD 3:

$$\begin{aligned}
J_T \ddot{\theta}_T + c_{CR1} (\dot{\theta}_T - \dot{\theta}_{D1}) - c_T (\dot{\theta}_C - \dot{\theta}_T) + k_{CR} (\theta_T - \theta_{D1}) - k_T (\theta_C - \theta_T) &= 0 \\
J_T \ddot{\theta}_T &= -c_{CR1} (\dot{\theta}_T - \dot{\theta}_{D1}) + c_T (\dot{\theta}_C - \dot{\theta}_T) - k_{CR1} (\theta_T - \theta_{D1}) + k_T (\theta_C - \theta_T) \\
\ddot{\theta}_T &= \frac{1}{J_T} [-c_{CR1} (\dot{\theta}_T - \dot{\theta}_{D1}) + c_T (\dot{\theta}_C - \dot{\theta}_T) - k_{CR1} (\theta_T - \theta_{D1}) + \\
&k_T (\theta_C - \theta_T)] \dots\dots\dots (4.6)
\end{aligned}$$

Persamaan *state variable* dari persamaan (4.6), yaitu:

$$\begin{aligned}
\dot{\theta} &= \omega \\
\dot{\omega}_T &= \frac{1}{J_T} [-c_{CR1} (\omega_T - \omega_{D1}) + c_T (\omega_C - \omega_T) - k_{CR1} (\theta_T - \\
&\theta_{D1}) + k_T (\theta_C - \theta_T)] \dots\dots\dots (4.7)
\end{aligned}$$

Persamaan matematis dari FBD 4:

$$\begin{aligned}
J_L \ddot{\theta}_L + c_L \dot{\theta}_L - c_T (\dot{\theta}_T - \dot{\theta}_L) + k_L \theta_L - k_T (\theta_T - \theta_L) &= 0 \\
J_L \ddot{\theta}_L &= -c_L \dot{\theta}_L + c_T (\dot{\theta}_T - \dot{\theta}_L) - k_L \theta_L + k_T (\theta_T - \theta_L) \\
\ddot{\theta}_L &= \frac{1}{J_L} [-c_L \dot{\theta}_L + c_T (\dot{\theta}_T - \dot{\theta}_L) - k_L \theta_L + k_T (\theta_T - \theta_L)] \dots\dots\dots (4.8)
\end{aligned}$$

Persamaan *state variable* dari persamaan (4.8), yaitu:

$$\dot{\theta} = \omega$$

$$\dot{\omega}_L = \frac{1}{J_L} [-c_L \omega_L + c_T (\omega_T - \omega_L) - k_L \theta_L + k_T (\theta_T - \theta_L)] \dots \dots \dots (4.9)$$

4.3 Diagram Blok

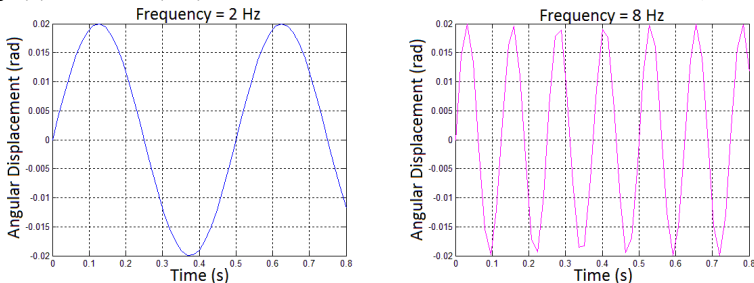
Dari persamaan gerak yang didapat, selanjutnya dibuat diagram blok sesuai dengan persamaan gerak dari masing-masing sistem. Dan dari diagram blok tersebut akan didapatkan grafik respon dari masing-masing sistem yang akan dibahas pada bab selanjutnya.

4.3.1. Input yang Digunakan

Pada tugas akhir ini, akan dilakukan simulasi untuk sistem *Torsional Vibration Absorber* dan sistem penggerak *drivetrain* dengan penambahan *Torsional Vibration Absorber*. Pada saat eksekusi simulasi, digunakan dua macam input, yaitu pertama input *sinusoidal* yang akan menghasilkan respon *steady-state* pada pengetesan sistem *Torsional Vibration Absorber*. Kedua input *bump* yang telah dimodifikasi yang akan menghasilkan respon transien pada sistem penggerak *drivetrain*. Persamaan dari kedua input tersebut dapat dituliskan sebagai berikut.

1. Input sinusoidal

$$y(t) = Y \sin(\omega t) \dots \dots \dots (4.16)$$

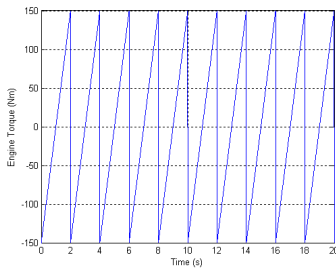


Gambar 4.3 Pengetesan *Torsional Vibration Absorber* dengan input *sinusoidal*

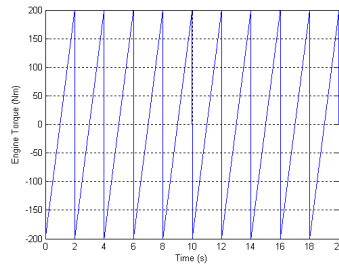
Pada persamaan (4.14), nilai Y merupakan ampiltudo yang digunakan. Amplitudo yang digunakan dalam simulasi, yaitu 0,5 rad. Besar frekuensi didapatkan dari besarnya frekuensi natural yang biasanya terjadi saat sistem penggerak *drivetrain* terputus dan terpasang kembali pada komponen penghubung *clutch*, yaitu 2 Hz - 8 Hz.^[16]

2. Input *periodic*

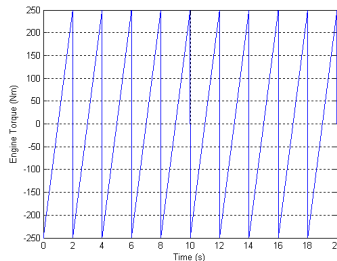
Torsi Engine 150 N.m



Torsi Engine 200 N.m



Torsi Engine 250 N.m

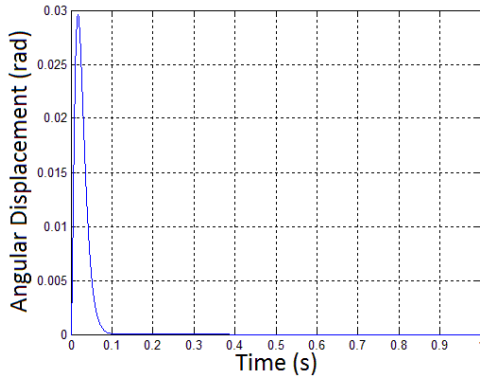


Gambar 4.4 Torsi awal engine dengan input *periodic*

Input ini menggambarkan gerakan *Torsional Vibration Absorber* yang mendapatkan beban kejut dan kembali ke kondisi awal secara berkala.

3. Input *bump* yang dimodifikasi

$$y(t) = Y 0.37e^2(\gamma\omega_0 t)e^{-\gamma\omega_0 t} \dots\dots\dots (4.17)$$

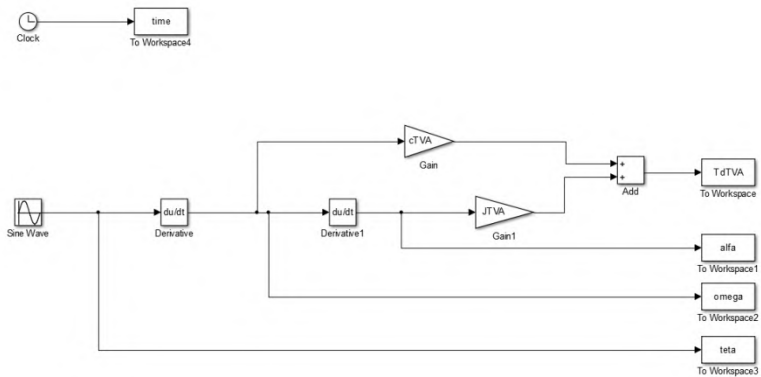


Gambar 4.5 Torsi awal engine dengan input *bump* yang dimodifikasi

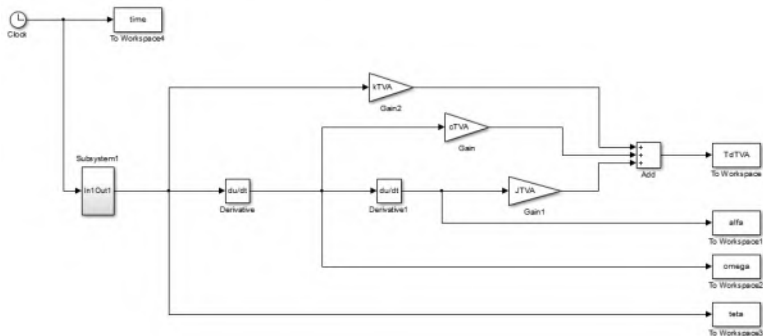
Input ini merupakan fungsi dari γ (*severity parameter*), yaitu 1 untuk *low impact*, 5 untuk *less severe impacts*, dan 20 untuk *more severe impact*. Sedangkan ω_0 adalah $\sqrt{\frac{k_T}{J}}$. Nilai Y merupakan ampiltudo yang digunakan. Amplitudo yang digunakan dalam simulasi, yaitu 0,5 rad.

4.3.2. Diagram Blok Sistem *Torsional Vibration Absorber*

Untuk melakukan simulasi pada sistem *Torsional Vibration Absorber* menggunakan input *sinusoidal* yang ditunjukkan pada gambar 4.6 dan input *bump modified* yang ditunjukkan pada gambar 4.7. Parameter yang digunakan pada sistem *Torsional Vibration Absorber* ini telah dijelaskan pada tabel 3.1.



Gambar 4.6 Diagram blok untuk sistem *Torsional Vibration Absorber* untuk setiap variasi koefisien redam torsional (c_{TVA}), konstanta pegas torsional (k_{TVA}) dan frekuensi

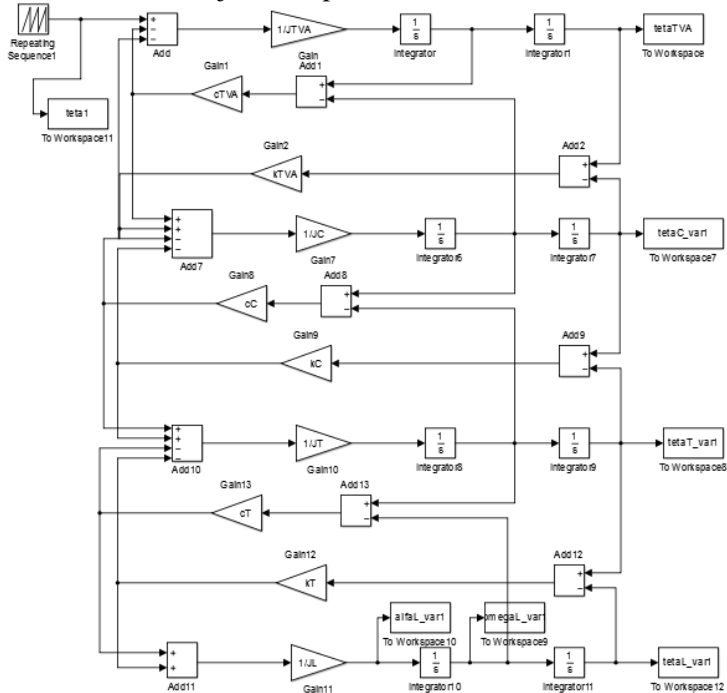


Gambar 4.7 Diagram blok untuk sistem *Torsional Vibration Absorber* untuk setiap variasi koefisien redam torsional (c_{TVA}) dan konstanta pegas torsional (k_{TVA})

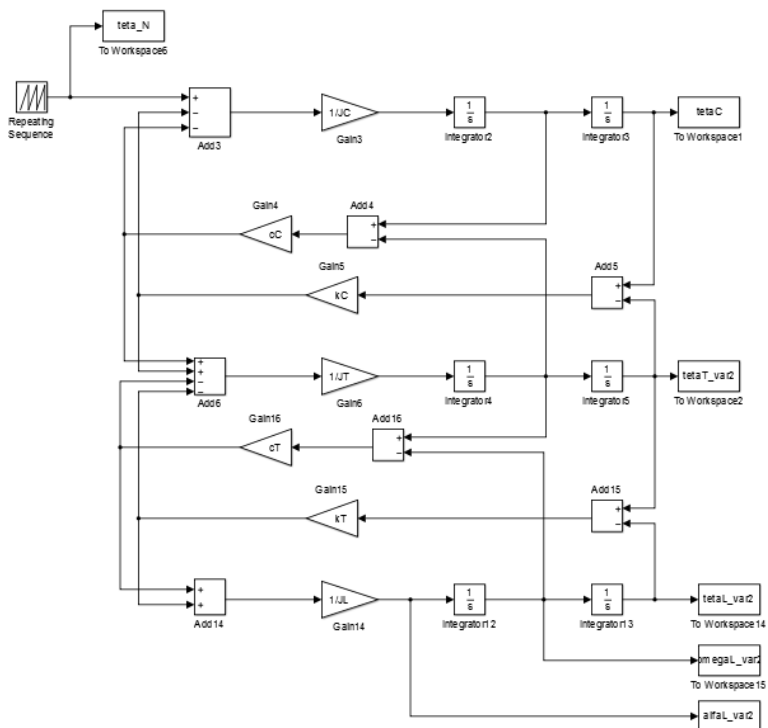
4.3.3. Diagram Blok Sistem Penggerak *Drivetrain* Truk dengan dan tanpa Penambahan *Torsional Vibration Absorber*

Pada sistem penggerak *drivetrain*, nilai koefisien redam torsional (c_{TVA}) dan konstanta pegas torsional (k_{TVA}) adalah nilai

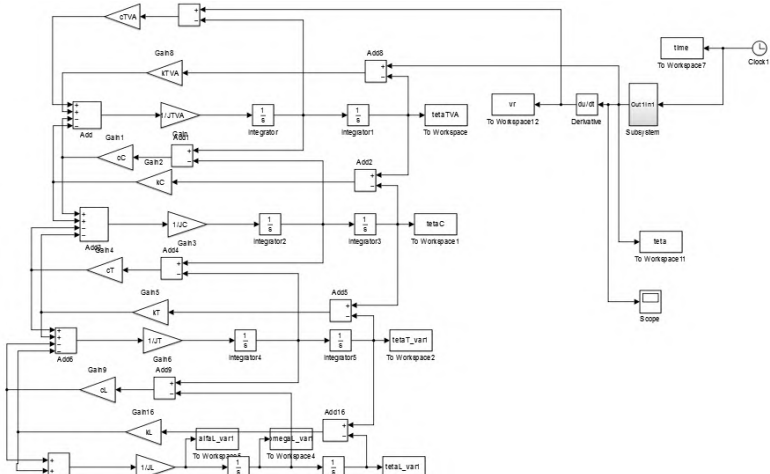
terbaik yang telah dipilih pada simulasi sebelumnya. Input yang digunakan dalam simulasi sistem penggerak *drivetrain*, yaitu input *periodic* yang ditunjukkan pada gambar 4.8 dengan penambahan sistem *Torsional Vibration Absorber* serta gambar 4.9 tanpa penambahan sistem *Torsional Vibration Absorber* dan input *bump* yang telah dimodifikasi dengan γ (*severity parameter*) sama dengan 1 untuk *low impact* ditunjukkan pada gambar 4.10 dengan penambahan sistem *Torsional Vibration Absorber* serta gambar 4.11 tanpa penambahan sistem *Torsional Vibration Absorber*. Parameter yang digunakan pada sistem penggerak *drivetrain* ini telah dijelaskan pada tabel 3.3.



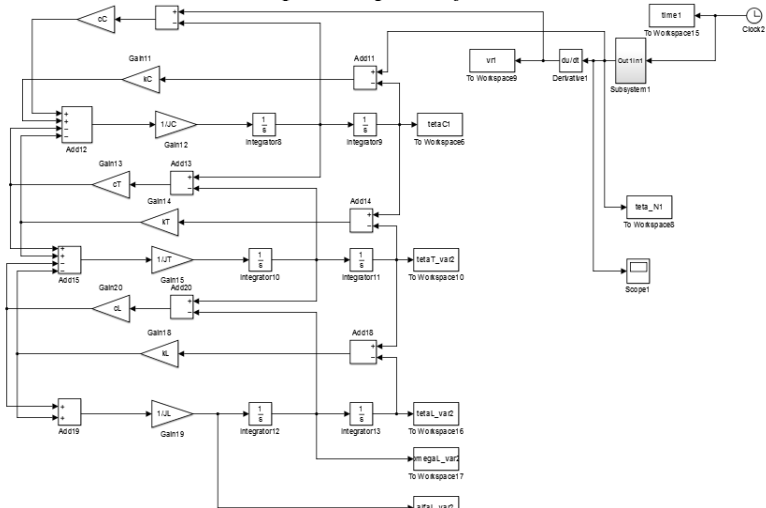
Gambar 4.8 Diagram blok untuk sistem penggerak *drivetrain* truk dengan penambahan *Torsional Vibration Absorber* untuk input *periodic*



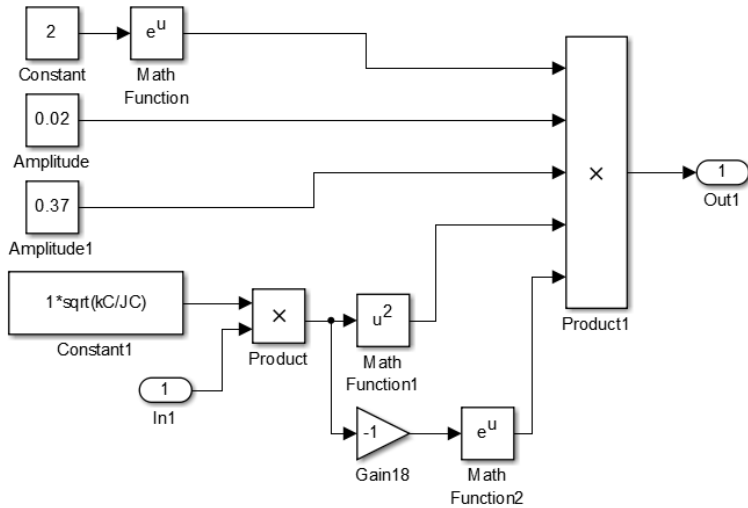
Gambar 4.9 Diagram blok untuk sistem penggerak *drivetrain* truk tanpa penambahan *Torsional Vibration Absorber* untuk input *periodic*



Gambar 4.10 Diagram blok untuk sistem penggerak *drivetrain* truk dengan penambahan *Torsional Vibration Absorber* untuk input *bump modified*



Gambar 4.11 Diagram blok untuk sistem penggerak *drivetrain* truk tanpa penambahan *Torsional Vibration Absorber* untuk input *bump modified*



Gambar 4.12 Diagram blok untuk input *bump modified*

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB V

ANALISA HASIL DAN PEMBAHASAN

Dalam pemodelan ini didapatkan respon dinamis dari sistem *Torsional Vibration Absorber* dan sistem penggerak *drivetrain* dengan penambahan *Torsional Vibration Absorber*. Respon dinamis yang dibahas dalam bab ini adalah respon perpindahan, kecepatan, percepatan terhadap torsi redam yang dihasilkan oleh sistem *Torsional Vibration Absorber*. Perlu diketahui bahwa pada grafik respon torsi redam yang dihasilkan, nilai positif merupakan nilai untuk kondisi putaran *Clock Wise* (CW) dan nilai negatif merupakan untuk kondisi putaran *Counter Clock Wise* (CCW). Sedangkan pada grafik sistem penggerak *drivetrain*, respon dinamis yang dibahas adalah respon perpindahan, kecepatan dan percepatan getaran yang terjadi pada load (*wheel*), transmisi, dan clutch terhadap waktu. Dan nantinya akan dibandingkan antara dengan ditambahkan pada sistem penggerak *drivetrain* serta tanpa ditambahkan pada sistem penggerak *drivetrain*.

Pertama kali yang dilakukan adalah simulasi *Torsional Vibration Absorber* dengan variasi koefisien redam torsional (c_{TVA}) dan konstanta pegas torsional (k_{TVA}). Dengan menggunakan input *sinusoidal* dan *bump modified* pilihan variasi koefisien redam torsional (c_{TVA}) yaitu 15 N.m.s/rad, 30 N.m.s/rad, dan 45 N.m.s/rad. Untuk variasi konstanta pegas torsional (k_{TVA}) yaitu 1400 N.m/rad, 2200 N.m/rad, dan 3000 N.m/rad. Setelah itu dipilih pasangan koefisien redam torsional (c_{TVA}) dan konstanta pegas torsional (k_{TVA}) yang digunakan.

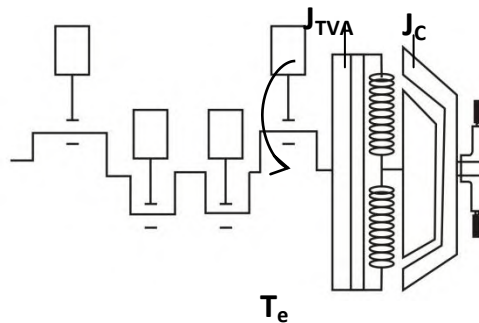
Pada tahap selanjutnya, sistem *Torsional Vibration Absorber* diaplikasikan pada sistem penggerak *drivetrain* dengan input yang digunakan, yaitu input *periodic* dan *bump modified*. Dari

input ini didapatkan respon dinamis dari load, transmisi, dan clutch. Untuk input *bump modified* dilakukan variasi inersia load 240 kg.m², 320 kg.m², dan 400 kg.m². Dan untuk input *periodic* dilakukan variasi inersia load 240 kg.m² dan 400 kg.m² dan variasi torsi *engine* 150 N.m dan 250 N.m. Kemudian respon dinamis yang dihasilkan ini akan dibandingkan pada sistem penggerak *drivetrain* dengan penambahan sistem *Torsional Vibration Absorber* dan tanpa penambahan sistem *Torsional Vibration Absorber*.

Tabel 5.1 Parameter yang digunakan saat simulasi yaitu momen inersia (J_{TVA}), koefisien redam torsional (c_{TVA}) dan konstanta pegas torsional (k_{TVA})

Momen Inersia (J_{TVA})	Konstanta Pegas Torsional (k_{TVA})	Koefisien Redam Torsional (c_{TVA})
0,245 kg.m ²	1400 N.m/rad	15 N.m.s/rad
		30 N.m.s/rad
		45 N.m.s/rad
	2200 N.m/rad	15 N.m.s/rad
		30 N.m.s/rad
		45 N.m.s/rad
	3000 N.m/rad	15 N.m.s/rad
		30 N.m.s/rad
		45 N.m.s/rad

5.1 Respon Dinamis Torsi Redam pada Pasangan Koefisien Redam Torsional (c_{TVA}) dan Konstanta Pegas Torsional (k_{TVA}) dengan Variasi Frekuensi dengan Input Sinusoidal



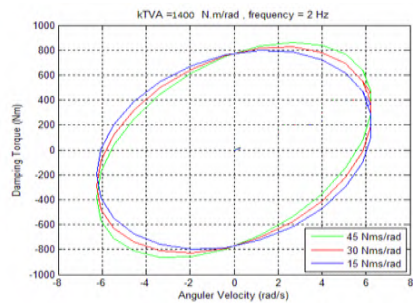
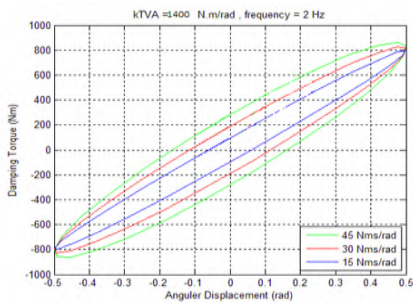
Gambar 5.1 Skema dari *Torsional Vibration Absorber*

Pada gambar 5.1 dapat dilihat skema dari *Torsional Vibration Absorber* yang divariasikan dengan frekuensi dari perpindahan poros *engine*. Setelah disimulasikan, dilakukan pemilihan dari pasangan koefisien redam torsional (c_{TVA}) dan konstanta pegas torsional (k_{TVA}) yang digunakan sebagai parameter pada sistem *Torsional Vibration Absorber*. Untuk momen inersia clutch (J_C) dianggap fix, sehingga nantinya dapat dilakukan simulasi yang dapat dihasilkan parameter yang sesuai pada sistem *Torsional Vibration Absorber*. Variasi yang dilakukan dijelaskan pada tabel 5.2.

Tabel 5.2 Parameter yang digunakan saat simulasi respon torsi redam pada sistem *Torsional Vibration Absorber*, menggunakan

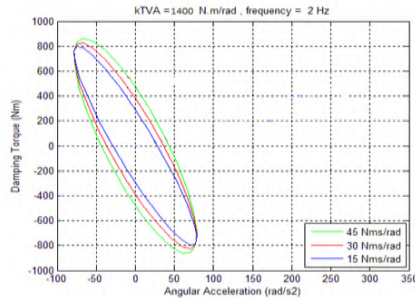
pasangan koefisien redam torsional (c_{TVA}) dan konstanta pegas torsional (k_{TVA}) dengan variasi frekuensi

Konstanta Pegas Torsional (k_{TVA})	Koefisien Redam Torsional (c_{TVA})	Frekuensi
1400 N.m/rad	15 N.m.s/rad 30 N.m.s/rad 45 N.m.s/rad	2 Hz 8 Hz
2200 N.m/rad	15 N.m.s/rad 30 N.m.s/rad 45 N.m.s/rad	2 Hz 8 Hz
3000 N.m/rad	15 N.m.s/rad 30 N.m.s/rad 45 N.m.s/rad	2 Hz 8 Hz



(a)

(b)



(c)

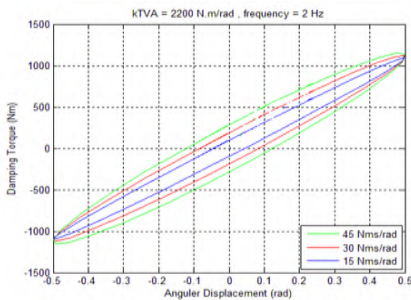
Gambar 5.2 Grafik torsi redam terhadap perpindahan (a), kecepatan (b), dan percepatan (c) pada *Torsional Vibration Absorber* pada pasangan koefisien redam torsional ($c_{TVA} = 15 - 45$ N.m.s/rad) dan konstanta pegas torsional ($k_{TVA} = 1400$ N.m/rad) dengan frekuensi 2 Hz

Gambar 5.2 merupakan grafik torsi redam terhadap perpindahan (a), kecepatan (b), dan percepatan (c) pada *Torsional Vibration Absorber* pada pasangan koefisien redam torsional ($c_{TVA} = 15 - 45$ N.m.s/rad) dan konstanta pegas torsional ($k_{TVA} = 1400$ N.m/rad) dengan frekuensi 2 Hz dengan input sinusoidal.

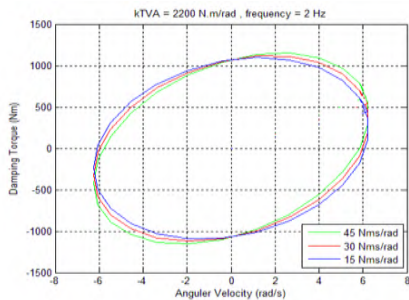
Pada grafik respon torsi redam terhadap perpindahan terlihat jelas bahwa semakin besar frekuensi, maka gaya redam semakin besar. Pada saat konstanta pegas torsional (k_{TVA}) yang sama dan koefisien redam torsional (c_{TVA}) divariasikan dapat terlihat bahwa makin tinggi nilai dari koefisien redam torsional (c_{TVA}) maka torsi redam terhadap perpindahan, kecepatan, dan

percepatan akan semakin besar. Hal ini terlihat pula pada grafik respon torsi redam terhadap kecepatan dan percepatan.

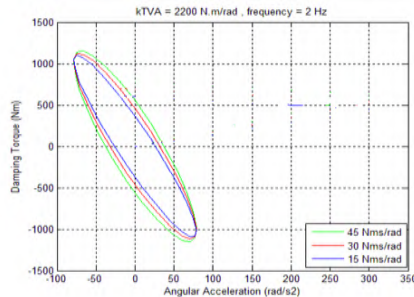
Dan terlihat pada grafik bahwa setiap puncak dari torsi redam terhadap perpindahan, kecepatan dan percepatan letaknya berpindah. Hal sesuai dengan rumus torsi redam (persamaan (4.1)) yang dibentuk menjadi diagram blok pada gambar 4.5 (Diagram blok dari sistem *Torsional Vibration Absorber*), input *sinusoidal* yaitu sinus diturunkan menjadi kecepatan (cosinus) kemudian diturunkan lagi menjadi percepatan (minus sinus). Hal ini mengakibatkan penyimpangan titik puncak dari posisi awal, dimana akan bergerak 90° untuk kecepatan kemudian bergerak 180° untuk percepatan.



(a)



(b)



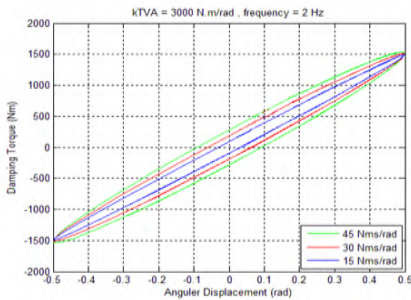
(c)

Gambar 5.3 Grafik torsi redam terhadap perpindahan (a), kecepatan (b), dan percepatan (c) pada *Torsional Vibration Absorber* pada pasangan koefisien redam torsional ($c_{TVA} = 15 - 45$ N.m.s/rad) dan konstanta pegas torsional ($k_{TVA} = 2200$ N.m/rad) dengan frekuensi 2 Hz

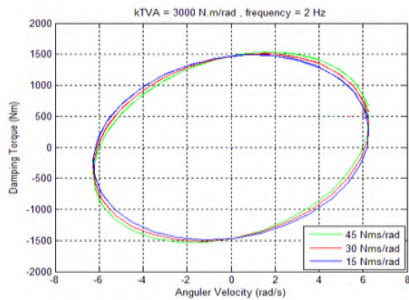
Gambar 5.3 merupakan grafik torsi redam terhadap perpindahan (a), kecepatan (b), dan percepatan (c) pada *Torsional Vibration Absorber* pada pasangan koefisien redam torsional ($c_{TVA} = 15 - 45$ N.m.s/rad) dan konstanta pegas torsional ($k_{TVA} = 2200$ N.m/rad) dengan frekuensi 2 Hz dengan input sinusoidal.

Pada grafik respon torsi redam terhadap perpindahan terlihat jelas bahwa semakin besar frekuensi, maka gaya redam semakin besar. Pada saat konstanta pegas torsional (k_{TVA}) yang sama dan koefisien redam torsional (c_{TVA}) divariasikan dapat terlihat bahwa makin tinggi nilai dari koefisien redam torsional (c_{TVA}) maka torsi redam terhadap perpindahan, kecepatan, dan percepatan akan semakin besar. Hal ini terlihat pula pada grafik respon torsi redam terhadap kecepatan dan percepatan.

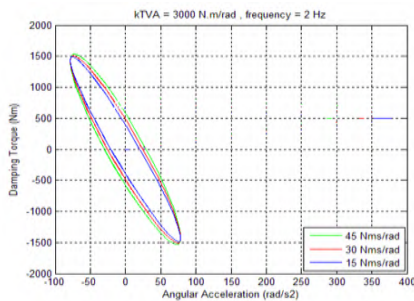
Dan terlihat pada grafik bahwa setiap puncak dari torsi redam terhadap perpindahan, kecepatan dan percepatan letaknya berpindah. Hal sesuai dengan rumus torsi redam (persamaan (4.1)) yang dibentuk menjadi diagram blok pada gambar 4.5 (Diagram blok dari sistem *Torsional Vibration Absorber*), input *sinusoidal* yaitu sinus diturunkan menjadi kecepatan (cosinus) kemudian diturunkan lagi menjadi percepatan (minus sinus). Hal ini mengakibatkan penyimpangan titik puncak dari posisi awal, dimana akan bergerak 90° untuk kecepatan kemudian bergerak 180° untuk percepatan.



(a)



(b)



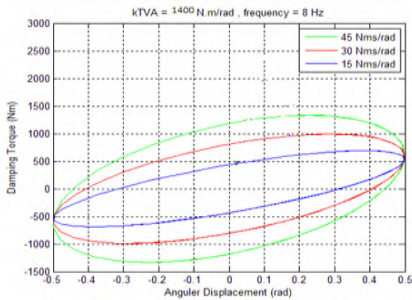
(c)

Gambar 5.4 Grafik torsi redam terhadap perpindahan (a), kecepatan (b), dan percepatan (c) pada *Torsional Vibration Absorber* pada pasangan koefisien redam torsional ($c_{TVA} = 15 - 45$ N.m.s/rad) dan konstanta pegas torsional ($k_{TVA} = 3000$ N.m/rad) dengan frekuensi 2 Hz

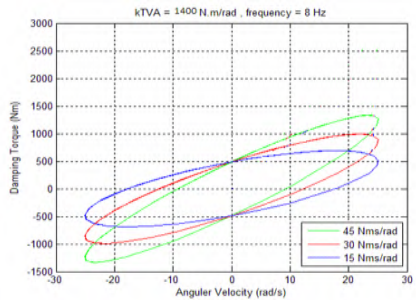
Gambar 5.4 merupakan grafik torsi redam terhadap perpindahan (a), kecepatan (b), dan percepatan (c) pada *Torsional Vibration Absorber* pada pasangan koefisien redam torsional ($c_{TVA} = 15 - 45$ N.m.s/rad) dan konstanta pegas torsional ($k_{TVA} = 3000$ N.m/rad) dengan frekuensi 2 Hz dengan input sinusoidal.

Pada grafik respon torsi redam terhadap perpindahan terlihat jelas bahwa semakin besar frekuensi, maka gaya redam semakin besar. Pada saat konstanta pegas torsional (k_{TVA}) yang sama dan koefisien redam torsional (c_{TVA}) divariasikan dapat terlihat bahwa makin tinggi nilai dari koefisien redam torsional (c_{TVA}) maka torsi redam terhadap perpindahan, kecepatan, dan percepatan akan semakin besar. Hal ini terlihat pula pada grafik respon torsi redam terhadap kecepatan dan percepatan.

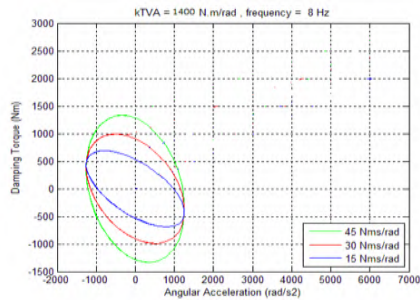
Dan terlihat pada grafik bahwa setiap puncak dari torsi redam terhadap perpindahan, kecepatan dan percepatan letaknya berpindah. Hal sesuai dengan rumus torsi redam (persamaan (4.1)) yang dibentuk menjadi diagram blok pada gambar 4.5 (Diagram blok dari sistem *Torsional Vibration Absorber*), input *sinusoidal* yaitu sinus diturunkan menjadi kecepatan (cosinus) kemudian diturunkan lagi menjadi percepatan (minus sinus). Hal ini mengakibatkan penyimpangan titik puncak dari posisi awal, dimana akan bergerak 90^0 untuk kecepatan kemudian bergerak 180^0 untuk percepatan.



(a)



(b)



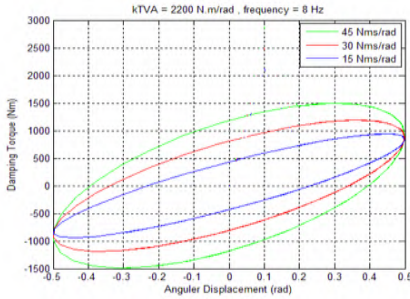
(c)

Gambar 5.5 Grafik torsi redam terhadap perpindahan (a), kecepatan (b), dan percepatan (c) pada *Torsional Vibration Absorber* pada pasangan koefisien redam torsional ($c_{TVA} = 15 - 45$ N.m.s/rad) dan konstanta pegas torsional ($k_{TVA} = 1400$ N.m/rad) dengan frekuensi 8 Hz

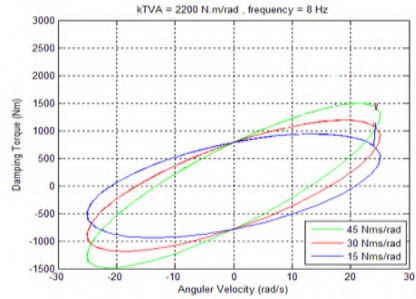
Gambar 5.5 merupakan grafik torsi redam terhadap perpindahan (a-d-g), kecepatan (b-d-h), dan percepatan (c-f-i) pada *Torsional Vibration Absorber* pada pasangan koefisien redam torsional ($c_{TVA} = 15 - 45 \text{ N.m.s/rad}$) dan konstanta pegas torsional ($k_{TVA} = 1400 - 3000 \text{ N.m/rad}$) dengan frekuensi 8 Hz dengan input sinusoidal.

Pada grafik respon torsi redam terhadap perpindahan terlihat jelas bahwa semakin besar frekuensi, maka gaya redam semakin besar. Pada saat konstanta pegas torsional (k_{TVA}) yang sama dan koefisien redam torsional (c_{TVA}) divariasikan dapat terlihat bahwa makin tinggi nilai dari koefisien redam torsional (c_{TVA}) maka torsi redam terhadap perpindahan, kecepatan, dan percepatan akan semakin besar. Hal ini terlihat pula pada grafik respon torsi redam terhadap kecepatan dan percepatan.

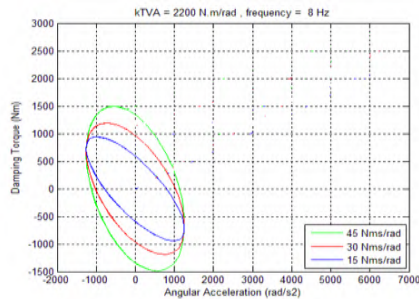
Dan terlihat pada grafik bahwa setiap puncak dari torsi redam terhadap perpindahan, kecepatan dan percepatan letaknya berpindah. Hal sesuai dengan rumus torsi redam (persamaan (4.1)) yang dibentuk menjadi diagram blok pada gambar 4.5 (Diagram blok dari sistem *Torsional Vibration Absorber*), input *sinusoidal* yaitu sinus diturunkan menjadi kecepatan (cosinus) kemudian diturunkan lagi menjadi percepatan (minus sinus). Hal ini mengakibatkan penyimpangan titik puncak dari posisi awal, dimana akan bergerak 90° untuk kecepatan kemudian bergerak 180° untuk percepatan.



(a)



(b)



(c)

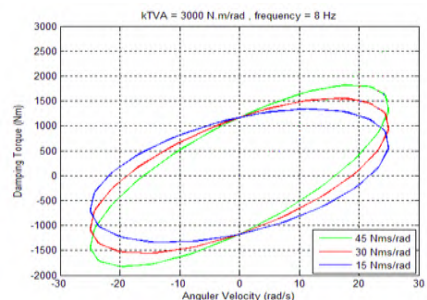
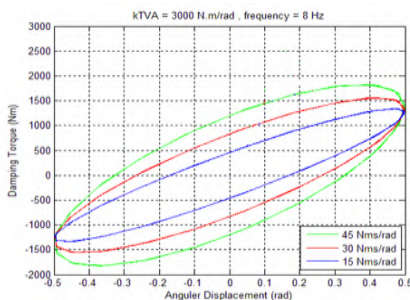
Gambar 5.6 Grafik torsi redam terhadap perpindahan (a), kecepatan (b), dan percepatan (c) pada *Torsional Vibration Absorber* pada pasangan koefisien redam torsional ($c_{TVA} = 15 - 45$ N.m.s/rad) dan konstanta pegas torsional ($k_{TVA} = 2200$ N.m/rad) dengan frekuensi 8 Hz

Gambar 5.6 Grafik torsi redam terhadap perpindahan (a-d-g), kecepatan (b-d-h), dan percepatan (c-f-i) pada *Torsional Vibration Absorber* pada pasangan koefisien redam torsional

($c_{TVA} = 15 - 45 \text{ N.m.s/rad}$) dan konstanta pegas torsional ($k_{TVA} = 2200 \text{ N.m/rad}$) dengan frekuensi 8 Hz dengan input sinusoidal.

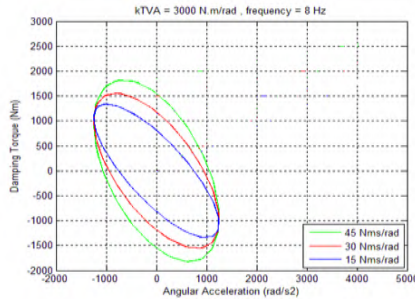
Pada grafik respon torsi redam terhadap perpindahan terlihat jelas bahwa semakin besar frekuensi, maka gaya redam semakin besar. Pada saat konstanta pegas torsional (k_{TVA}) yang sama dan koefisien redam torsional (c_{TVA}) divariasikan dapat terlihat bahwa makin tinggi nilai dari koefisien redam torsional (c_{TVA}) maka torsi redam terhadap perpindahan, kecepatan, dan percepatan akan semakin besar. Hal ini terlihat pula pada grafik respon torsi redam terhadap kecepatan dan percepatan.

Dan terlihat pada grafik bahwa setiap puncak dari torsi redam terhadap perpindahan, kecepatan dan percepatan letaknya berpindah. Hal sesuai dengan rumus torsi redam (persamaan (4.1)) yang dibentuk menjadi diagram blok pada gambar 4.5 (Diagram blok dari sistem *Torsional Vibration Absorber*), input *sinusoidal* yaitu sinus diturunkan menjadi kecepatan (cosinus) kemudian diturunkan lagi menjadi percepatan (minus sinus). Hal ini mengakibatkan penyimpangan titik puncak dari posisi awal, dimana akan bergerak 90° untuk kecepatan kemudian bergerak 180° untuk percepatan.



(a)

(b)



(c)

Gambar 5.7 Grafik torsi redam terhadap perpindahan (a), kecepatan (b), dan percepatan (c) pada *Torsional Vibration Absorber* pada pasangan koefisien redam torsional ($c_{TVA} = 15 - 45 \text{ N.m.s/rad}$) dan konstanta pegas torsional ($k_{TVA} = 3000 \text{ N.m/rad}$) dengan frekuensi 8 Hz

Gambar 5.7 Grafik torsi redam terhadap perpindahan (a-d-g), kecepatan (b-d-h), dan percepatan (c-f-i) pada *Torsional Vibration Absorber* pada pasangan koefisien redam torsional ($c_{TVA} = 15 - 45 \text{ N.m.s/rad}$) dan konstanta pegas torsional ($k_{TVA} = 3000 \text{ N.m/rad}$) dengan frekuensi 8 Hz dengan input sinusoidal.

Pada grafik respon torsi redam terhadap perpindahan terlihat jelas bahwa semakin besar frekuensi, maka gaya redam semakin besar. Pada saat konstanta pegas torsional (k_{TVA}) yang sama dan koefisien redam torsional (c_{TVA}) divariasikan dapat terlihat bahwa makin tinggi nilai dari koefisien redam torsional (c_{TVA}) maka torsi redam terhadap perpindahan, kecepatan, dan

percepatan akan semakin besar. Hal ini terlihat pula pada grafik respon torsi redam terhadap kecepatan dan percepatan.

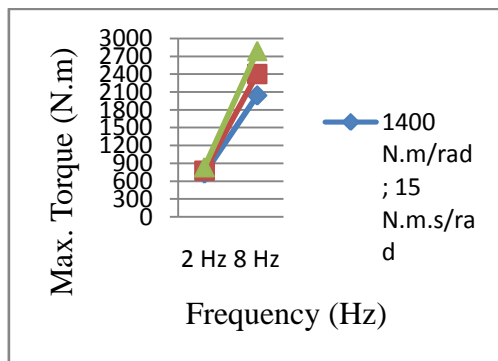
Dan terlihat pada grafik bahwa setiap puncak dari torsi redam terhadap perpindahan, kecepatan dan percepatan letaknya berpindah. Hal sesuai dengan rumus torsi redam (persamaan (4.1)) yang dibentuk menjadi diagram blok pada gambar 4.5 (Diagram blok dari sistem *Torsional Vibration Absorber*), input *sinusoidal* yaitu sinus diturunkan menjadi kecepatan (cosinus) kemudian diturunkan lagi menjadi percepatan (minus sinus). Hal ini mengakibatkan penyimpangan titik puncak dari posisi awal, dimana akan bergerak 90° untuk kecepatan kemudian bergerak 180° untuk percepatan.

Pada tabel 5.3 data nilai torsi redam yang dihasilkan sesuai dengan gambar 5.2 sampai 5.7. Dari data tersebut, dibuat grafik pengaruh variasi frekuensi terhadap konstanta pegas torsional (k_{TVA}) dan koefisien redam torsional (c_{TVA}). Dalam tabel 5.3 hanya dituliskan maksimum torsi redam untuk kondisi putaran *Clock Wise* (CW) yaitu nilai positif. Karena nilai maksimum torsi redam untuk kondisi putaran *Counter Clock Wise* (CCW) yaitu nilai negatif, besarnya sama.

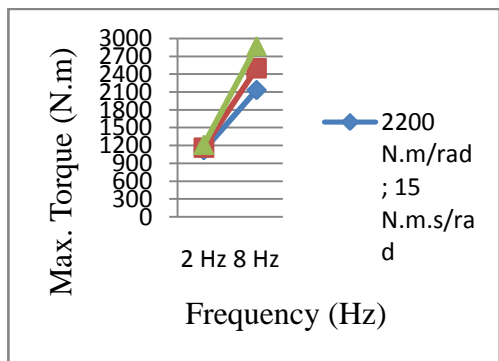
Tabel 5.3 Nilai torsi redam maksimum (putaran CW) untuk konstanta pegas torsional ($k_{TVA} = 1400 - 3000 \text{ N.m/rad}$) pada masing-masing koefisien redam torsional ($c_{TVA} = 15 - 45 \text{ N.m.s/rad}$)

Konstanta Pegas Torsional (k_{TVA})	Koefisien Redam Torsional (c_{TVA})	Torsi Redam	
		2 Hz	8 Hz
1400 N.m./rad	15 N.m.s/rad	725 N.m	2040 N.m

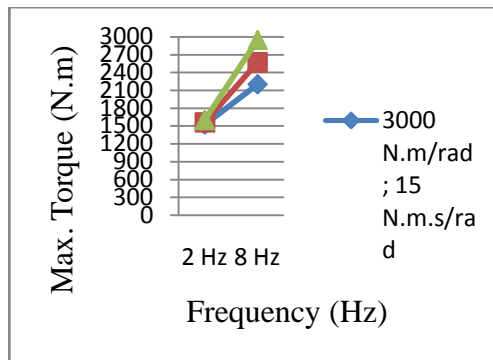
	30 N.m.s/rad	775 N.m	2400 N.m
	45 N.m.s/rad	832 N.m	2790 N.m
2200 N.m./rad	15 N.m.s/rad	1120 N.m	2130 N.m
	30 N.m.s/rad	1163 N.m	2496 N.m
	45 N.m.s/rad	1210 N.m	2870 N.m
3000 N.m./rad	15 N.m.s/rad	1523 N.m	2200 N.m
	30 N.m.s/rad	1560 N.m	2570 N.m
	45 N.m.s/rad	1600 N.m	2950 N.m



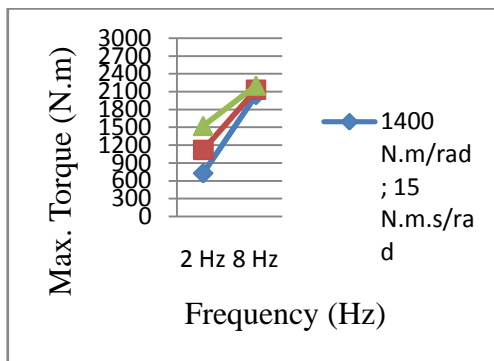
(a)



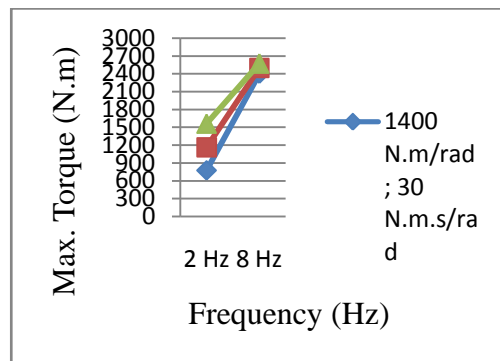
(b)



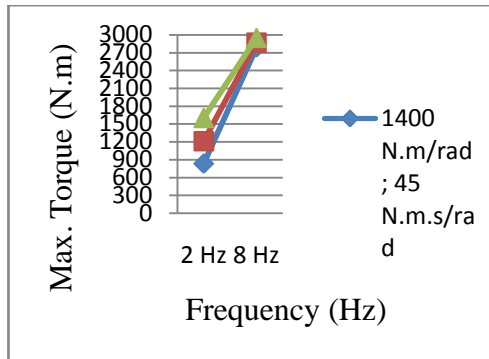
(c)



(d)



(e)



(f)

Gambar 5.8 Grafik pengaruh variasi frekuensi terhadap torsi redam saat konstanta pegas torsional sama dengan koefisien redam torsional berbeda (a-b-c) dan saat konstanta pegas torsional berbeda dengan koefisien redam torsional sama (d-e-f)

Gambar 5.8 merupakan grafik pengaruh variasi frekuensi terhadap torsi redam saat konstanta pegas torsional sama dengan koefisien redam torsional berbeda (a-b-c) dan saat konstanta pegas torsional berbeda dengan koefisien redam torsional sama (d-e-f) memiliki *trend line* yang sama, yaitu semakin besar frekuensi, maka torsi redam yang dihasilkan semakin besar. Hal sesuai dengan dasar teori yaitu frekuensi berbanding lurus dengan perpindahan, kecepatan maupun percepatan, kemudian perpindahan, kecepatan maupun percepatan juga berbanding lurus dengan torsi redam yang dihasilkan. Dan dapat dilihat grafik a,b dan c dengan konstanta pegas torsional (k_{TVA}) yang sama dengan koefisien redam torsional (c_{TVA}) berbeda bahwa semakin besar koefisien redam torsional (c_{TVA}) maka torsi redam semakin besar. Dan dapat dilihat grafik d,e dan f dengan konstanta pegas torsional (k_{TVA})

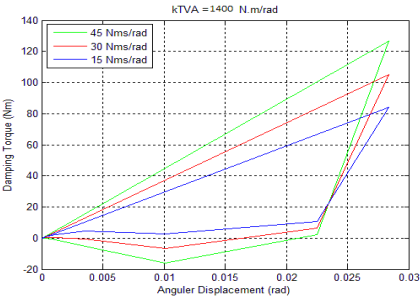
yang berbeda dengan koefisien redam torsional (c_{TVA}) sama bahwa semakin besar konstanta pegas torsional (k_{TVA}) maka torsi redam semakin besar. Hal ini sesuai dengan rumus matematis bahwa semakin besar konstanta pegas torsional (k_{TVA}) maka semakin besar torsi redam yang dihasilkan. Dan terlihat semakin besar variasi koefisien redam torsional (c_{TVA}) maka torsi redam yang dihasilkan semakin besar. Hal ini sesuai dengan rumus pada sistem *Torsional Vibration Absorber* yang digunakan (persamaan 4.1).

Untuk pemilihan pasangan konstanta pegas torsional (k_{TVA}) dan koefisien redam torsional (c_{TVA}) yang digunakan pada sistem *Torsional Vibration Absorber*, yaitu dipilih pasangan konstanta pegas torsional (k_{TVA}) dan koefisien redam torsional (c_{TVA}) yang dapat menghasilkan gaya redam yang paling besar, yaitu konstanta pegas torsional (k_{TVA}) 3000 N.m/rad dan koefisien redam torsional (c_{TVA}) 45 N.m.s/rad dalam kondisi sistem *Torsional Vibration Absorber* putaran *Clock Wise* (CW) maupun putaran *Counter Clock Wise* (CCW).

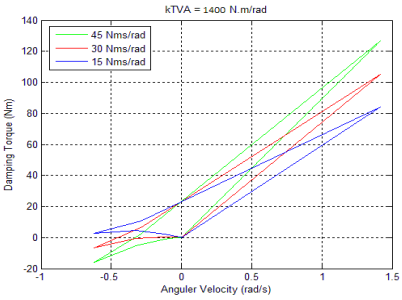
5.2 Respon Dinamis Torsi Redam pada Pasangan Koefisien Redam Torsional (c_{TVA}) dan Konstanta Pegas Torsional (k_{TVA}) dengan Variasi Frekuensi dengan Input *Bump Modified*

Sama dengan simulasi *Torsional Vibration Absorber* sebelumnya dengan input sinusoidal, dilakukan simulasi dengan input *bump modified*. Setelah disimulasikan, dilakukan pemilihan dari pasangan koefisien redam torsional (c_{TVA}) dan konstanta pegas torsional (k_{TVA}) yang digunakan sebagai parameter pada sistem *Torsional Vibration Absorber*. Untuk momen inersia clutch (J_c) dianggap fix, sehingga nantinya dapat dilakukan simulasi yang dapat dihasilkan parameter yang sesuai

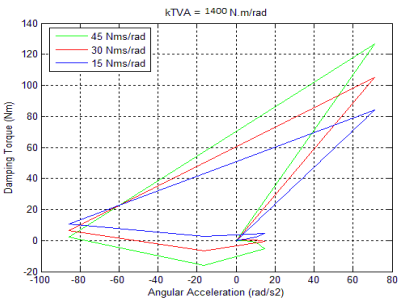
pada sistem *Torsional Vibration Absorber*. Variasi yang dilakukan dijelaskan pada tabel 5.2 tanpa variasi frekuensi.



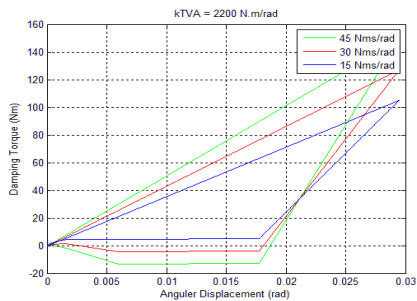
(a)



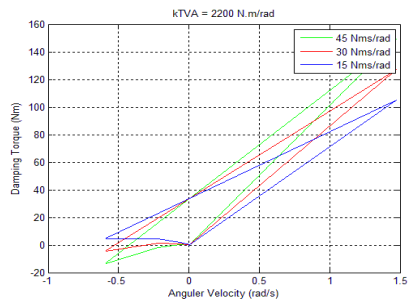
(b)



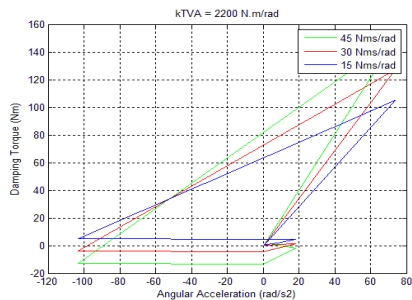
(c)



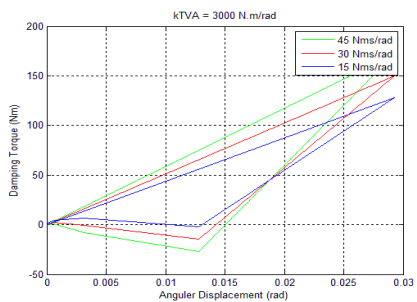
(d)



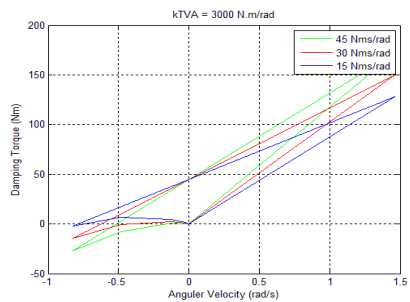
(e)



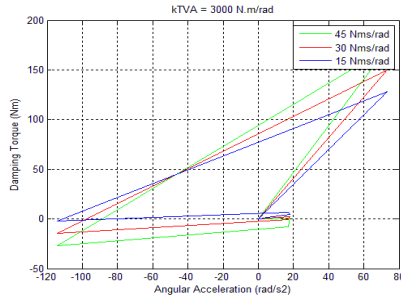
(f)



(g)



(h)



(i)

Gambar 5.9 Grafik torsi redam terhadap perpindahan (a-d-g), kecepatan (b-d-h), dan percepatan (c-f-i) pada *Torsional Vibration Absorber* pada pasangan koefisien redam torsional ($c_{TVA} = 15 - 45 \text{ N.m.s/rad}$) dan konstanta pegas torsional ($k_{TVA} = 1400 - 3000 \text{ N.m/rad}$) dengan input *bump modified*

Gambar 5.9 merupakan grafik torsi redam terhadap perpindahan (a-d-g), kecepatan (b-d-h), dan percepatan (c-f-i) pada *Torsional Vibration Absorber* pada pasangan koefisien redam torsional ($c_{TVA} = 15 - 45 \text{ N.m.s/rad}$) dan konstanta pegas torsional ($k_{TVA} = 1400 - 3000 \text{ N.m/rad}$) dengan input *bump modified*.

Pada grafik respon torsi redam pada variasi konstanta pegas torsional (k_{TVA}) dan koefisien redam torsional (c_{TVA}) dapat terlihat bahwa makin tinggi nilai dari konstanta pegas torsional (k_{TVA}) dan koefisien redam torsional (c_{TVA}) maka torsi redam terhadap perpindahan, kecepatan, dan percepatan akan semakin besar.

Pada tabel 5.4 data nilai torsi redam maksimum yang dihasilkan sesuai dengan gambar 5.9. Dari data tersebut, dibuat

grafik pengaruh variasi frekuensi terhadap konstanta pegas torsional (k_{TVA}) dan koefisien redam torsional (c_{TVA}).

Tabel 5.4 Nilai torsi redam maksimum untuk konstanta pegas torsional ($k_{TVA} = 1400 - 3000 \text{ N.m/rad}$) pada masing-masing koefisien redam torsional ($c_{TVA} = 15 - 45 \text{ N.m.s/rad}$)

Konstanta Pegas Torsional (k_{TVA})	Koefisien Redam Torsional (c_{TVA})	Torsi Redam
1400 N.m./rad	15 N.m.s/rad	76,13 N.m
	30 N.m.s/rad	96,79 N.m
	45 N.m.s/rad	117,467 N.m
2200 N.m./rad	15 N.m.s/rad	105,15 N.m
	30 N.m.s/rad	127,28 N.m
	45 N.m.s/rad	149,4 N.m
3000 N.m./rad	15 N.m.s/rad	127,76 N.m
	30 N.m.s/rad	149,73 N.m
	45 N.m.s/rad	171,69 N.m

Dari gambar 5.9 dan tabel 5.4 dapat dilihat pada setiap pasangan konstanta pegas torsional ($k_{TVA} = 1400-3000 \text{ N.m/rad}$) dan koefisien redam torsional ($c_{TVA} = 15-45 \text{ N.m.s/rad}$) memiliki *trend line* yang sama, yaitu semakin besar konstanta

pegas torsional (k_{TVA}) dan koefisien redam torsional (c_{TVA}) maka maksimum torsi redam yang dihasilkan semakin besar. Hal ini sesuai dengan rumus pada sistem *Torsional Vibration Absorber* yang digunakan (persamaan 4.1).

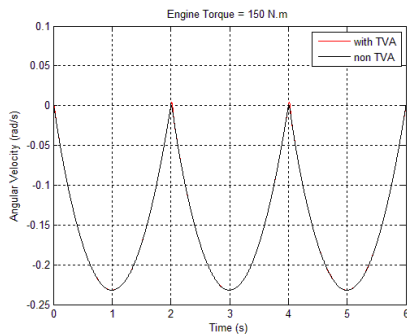
Hal ini menegaskan untuk pemilihan pasangan konstanta pegas torsional (k_{TVA}) dan koefisien redam torsional (c_{TVA}) yang digunakan pada sistem *Torsional Vibration Absorber*, yaitu dipilih pasangan konstanta pegas torsional (k_{TVA}) dan koefisien redam torsional (c_{TVA}) yang dapat menghasilkan gaya redam yang paling besar, yaitu konstanta pegas torsional (k_{TVA}) 3000 N.m/rad dan koefisien redam torsional (c_{TVA}) 45 N.m.s/rad.

5.3 Perbandingan Respon Dinamis Sistem Penggerak Drivetrain Truk dengan dan tanpa Penambahan Torsional Vibration Absorber dengan Input Periodic

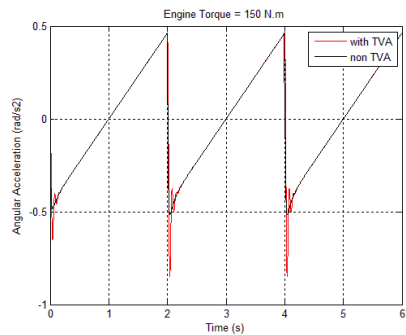
Setelah dilakukan simulasi pada sistem *Torsional Vibration Absorber*, sistem *Torsional Vibration Absorber* tersebut diaplikasikan pada sistem penggerak drivetrain dengan input yang digunakan, yaitu input *periodic*. Untuk sistem *Torsional Vibration Absorber* tersebut digunakan spesifikasi pada sistem *Torsional Vibration Absorber*, yaitu Untuk sistem *Torsional Vibration Absorber* tersebut digunakan spesifikasi pada sistem *Torsional Vibration Absorber*, yaitu momen inersia (J_{TVA}) 0,245 kg.m², konstanta pegas torsional (k_{TVA}) 3000 N.m/rad, koefisien redam torsional (c_{TVA}) 45 N.m.s/rad, variasi torsi *engine* (T_e) adalah 150 N.m, 200 N.m dan 250 N.m dan variasi periode 1 s dan 2 s. Parameter tersebut diambil karena merupakan parameter yang menghasilkan torsi redam terbesar. Hal ini sesuai dengan rumus torsi redam (persamaan 4.1), yaitu torsi redam berbanding lurus dengan momen inersia dan koefisien redam torsional. Dimana parameter-parameter yang disimulasikan terlihat pada tabel 5.5.

Tabel 5.5 Parameter yang digunakan saat simulasi respon dinamis pada pasangan momen inersia (J_{TVA}), koefisien redam torsional (c_{TVA}) dan konstanta pegas torsional (k_{TVA}) dengan variasi masing-masing torsi *engine* (T_e)

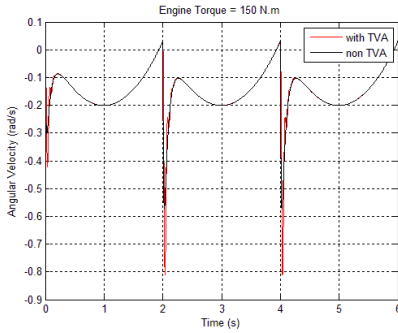
Momen Inersia (J_{TVA})	Koefisien Redam Torsional (c_{TVA})	Konstanta Pegas Torsional (k_{TVA})	Torsi <i>Engine</i> (T_e)	Periode (Time)
0,245 kg.m^2	45 N.m.s/rad	3000 N.m/rad	150 N.m	1s dan 2s
			200 N.m	
			250 N.m	



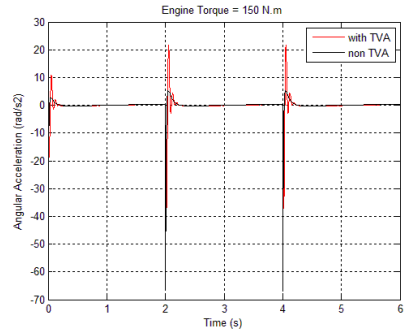
(a)



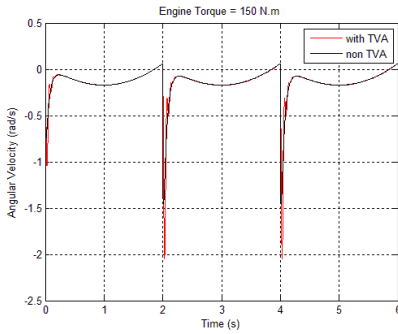
(b)



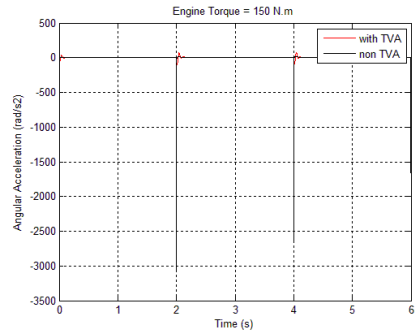
(c)



(d)



(e)



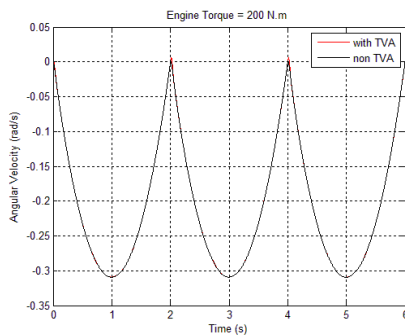
(f)

Gambar 5.10 Grafik perbandingan respon dinamis kecepatan (a-c-e) dan percepatan (b-d-f) pada momen inersia *load* (a-b), transmisi (c-d) dan *clutch* (e-f) dengan dan tanpa penambahan *torsional vibration absorber* terhadap waktu dengan torsi *engine* (T_e) sebesar 150 N.m dengan periode 2 s

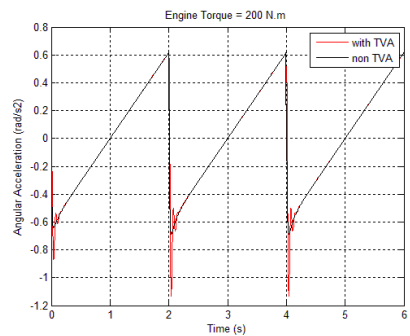
Gambar 5.10 merupakan grafik perbandingan respon dinamis kecepatan (a-c-e) dan percepatan (b-d-f) pada momen inersia *load* (a-b), transmisi (c-d) dan *clutch* (e-f) dengan dan

tanpa penambahan *torsional vibration absorber* terhadap waktu dengan torsi *engine* (T_e) sebesar 150 N.m. Dari keenam grafik tersebut terlihat bahwa besar maksimum kecepatan dan percepatan pada sistem dengan penambahan *Torsional Vibration Absorber* lebih besar disbanding tanpa penambahan *Torsional Vibration Absorber*. Hal ini dikarenakan besar efek redaman mempengaruhi nilai maksimum kecepatan dan percepatan.

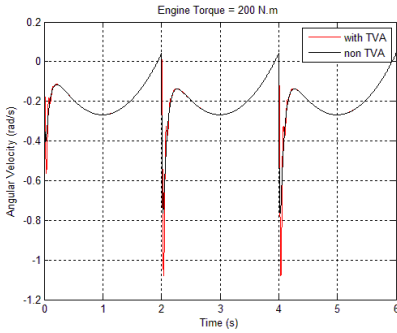
Maka dapat dikatakan penambahan sistem *Torsional Vibration Absorber* dapat menambah nilai efek redaman yang ditunjukkan dari besar nilai maksimum kecepatan dan percepatan pada *load*, transmisi dan *clutch*.



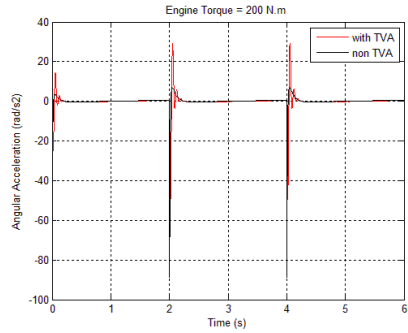
(a)



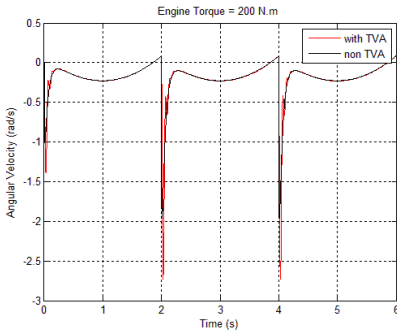
(b)



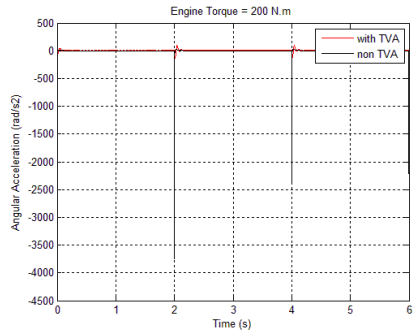
(c)



(d)



(e)



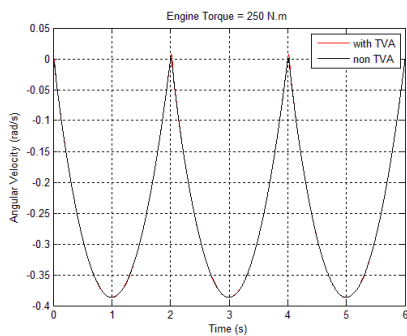
(f)

Gambar 5.11 Grafik perbandingan respon dinamis kecepatan (a-c-e) dan percepatan (b-d-f) pada momen inersia *load* (a-b), transmisi (c-d) dan *clutch* (e-f) dengan dan tanpa penambahan *torsional vibration absorber* terhadap waktu dengan torsi *engine* (T_e) sebesar 200 N.m dengan periode 2 s

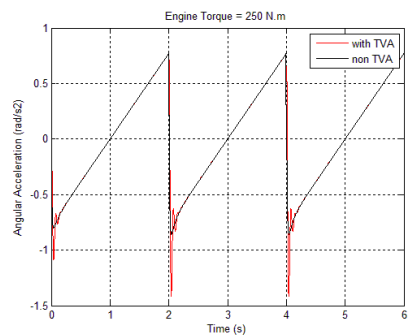
Gambar 5.11 merupakan grafik perbandingan respon dinamis kecepatan (a-c-e) dan percepatan (b-d-f) pada momen inersia *load* (a-b), transmisi (c-d) dan *clutch* (e-f) dengan dan

tanpa penambahan *torsional vibration absorber* terhadap waktu dengan torsi *engine* (T_e) sebesar 200 N.m. Dari keenam grafik tersebut terlihat bahwa besar maksimum kecepatan dan percepatan pada sistem dengan penambahan *Torsional Vibration Absorber* lebih besar disbanding tanpa penambahan *Torsional Vibration Absorber*. Hal ini dikarenakan besar efek redaman mempengaruhi nilai maksimum kecepatan dan percepatan.

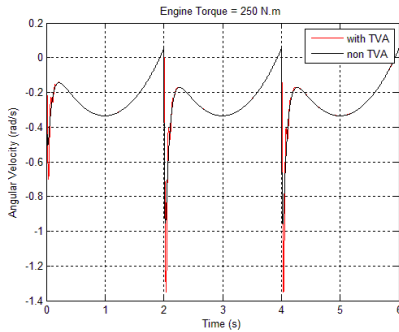
Maka dapat dikatakan penambahan sistem *Torsional Vibration Absorber* dapat menambah nilai efek redaman yang ditunjukkan dari besar nilai maksimum kecepatan dan percepatan pada *load*, transmisi dan *clutch*.



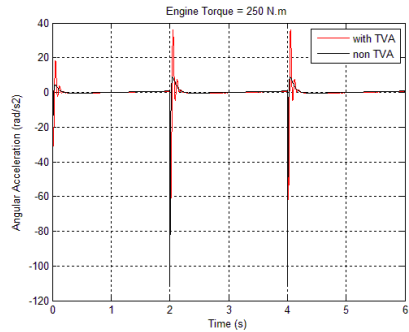
(a)



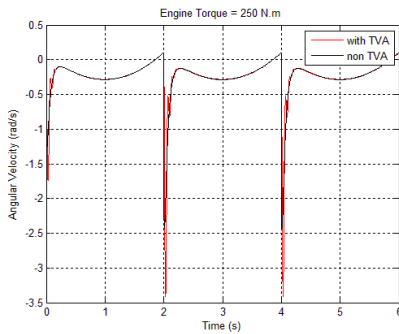
(b)



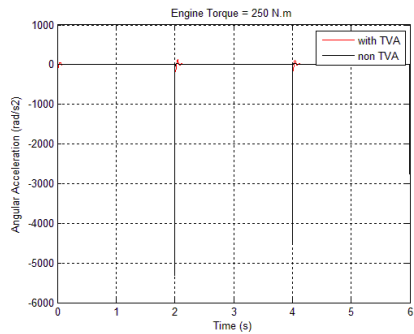
(c)



(d)



(e)



(f)

Gambar 5.12 Grafik perbandingan respon dinamis kecepatan (a-c-e) dan percepatan (b-d-f) pada momen inersia *load* (a-b), transmisi (c-d) dan *clutch* (e-f) dengan dan tanpa penambahan *torsional vibration absorber* terhadap waktu dengan torsi *engine* (T_e) sebesar 250 N.m dengan periode 2 s

Gambar 5.12 merupakan grafik perbandingan respon dinamis kecepatan (a-c-e) dan percepatan (b-d-f) pada momen inersia *load* (a-b), transmisi (c-d) dan *clutch* (e-f) dengan dan tanpa penambahan *torsional vibration absorber* terhadap waktu dengan torsi *engine* (T_e) sebesar 250 N.m. Dari keenam grafik tersebut terlihat bahwa besar maksimum kecepatan dan percepatan pada sistem dengan penambahan *Torsional Vibration Absorber* lebih besar disbanding tanpa penambahan *Torsional Vibration Absorber*. Hal ini dikarenakan besar efek redaman mempengaruhi nilai maksimum kecepatan dan percepatan.

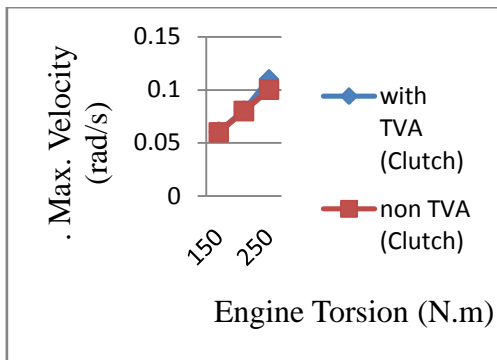
Maka dapat dikatakan penambahan sistem *Torsional Vibration Absorber* dapat menambah nilai efek redaman yang ditunjukkan dari besar nilai maksimum kecepatan dan percepatan pada *load*, transmisi dan *clutch*.

Pada tabel 5.6 menunjukkan data nilai maksimum kecepatan dan percepatan dari gambar 5.10 sampai 5.12. Dari data tersebut, dibuat grafik pengaruh variasi torsi *engine* (T_e) terhadap nilai maksimum kecepatan dan percepatan dengan dan tanpa penambahan sistem *Torsional Vibration Absorber*, yaitu pada gambar 5.13.

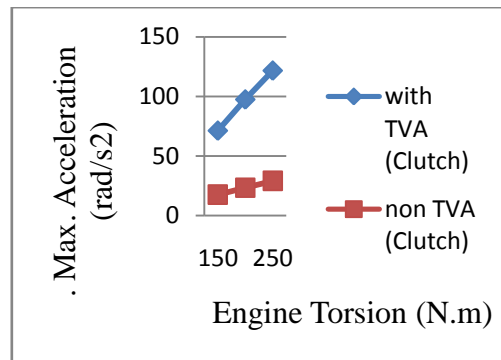
Tabel 5.6 Nilai maksimum pada kecepatan dan percepatan dengan dan tanpa penambahan sistem *Torsional Vibration Absorber* terhadap masing-masing torsi *engine* (T_e) pada momen inersia *load*, transmisi dan *clutch*

Torsi <i>Engine</i> (T_e)	Posisi		Velocity (rad/s)	Acceleration (rad/s ²)	Damping Effect
150 N.m	<i>Load</i>	with TVA	0,0044	0,47	24-85 %

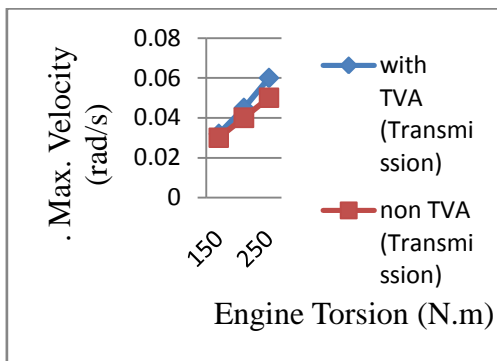
		non TVA	0,0011	0,46	
	Transmisi	with TVA	0,032	21,73	25-90 %
		non TVA	0,03	5,33	
	<i>Clutch</i>	with TVA	0,0605	71,23	26,5-91 %
		non TVA	0,06	17,48	
200 N.m	<i>Load</i>	with TVA	0,0058	0,68	24,5-88 %
		non TVA	0,0014	0,67	
	Transmisi	with TVA	0,045	29,97	25,5-91 %
		non TVA	0,04	7,10	
	<i>Clutch</i>	with TVA	0,0803	97,38	27-92 %
		non TVA	0,08	23,30	
250 N.m	<i>Load</i>	with TVA	0,0074	0,78	25-90 %
		non TVA	0,002	0,77	
	Transmisi	with TVA	0,06	36,21	26-92 %
		non TVA	0,05	8,88	
	<i>Clutch</i>	with TVA	0,11	121,58	24-92,5 %
		non TVA	0,1	29,07	



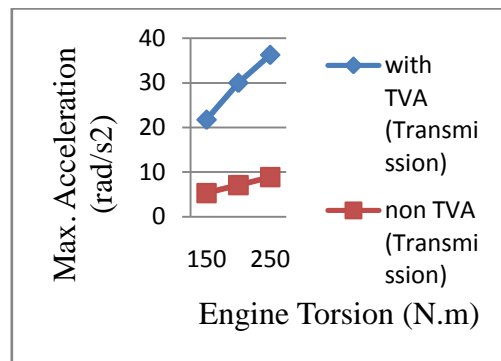
(a)



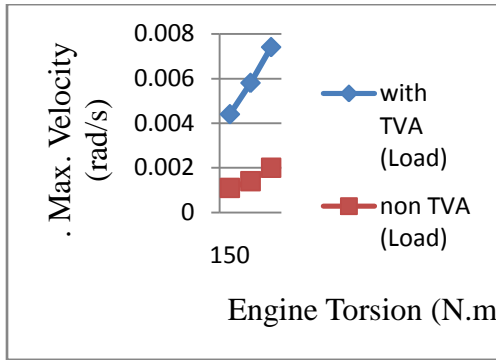
(b)



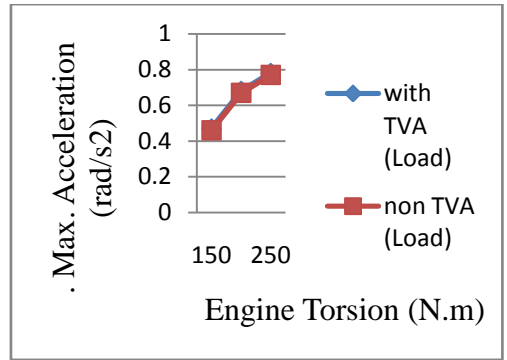
(c)



(d)



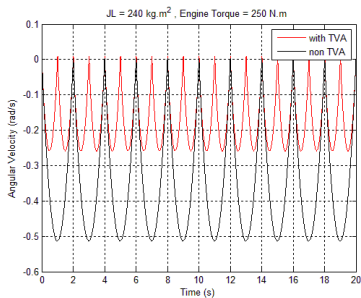
(e)



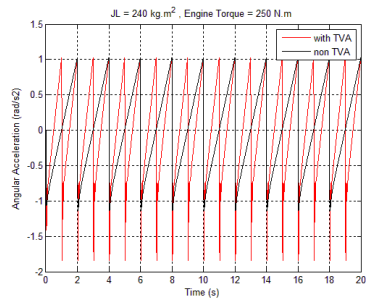
(f)

Gambar 5.13 Perbandingan nilai maksimum (*overshoot*) pada kecepatan (a-c-e) dan percepatan (b-d-f) pada momen inersia *load* (a-b), transmisi (c-d) dan *clutch* (e-f) dengan dan tanpa penambahan sistem *Torsional Vibration Absorber* terhadap masing-masing torsi *engine* (T_e)

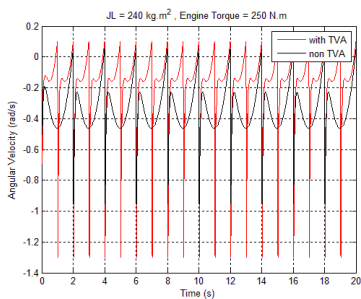
Dari gambar 5.13, dapat dilihat pada sistem penggerak *drivetrain* tanpa penambahan *Torsional Vibration Absorber* (*non TVA*) memiliki *trend line* yang cenderung naik, yaitu semakin besar variasi torsi *engine* (T_e) maka maksimum kecepatan dan percepatan semakin besar. Hal ini dikarenakan torsi *engine* (T_e) berbanding lurus dengan kecepatan ($\dot{\theta}$) dan percepatan ($\ddot{\theta}$). Sedangkan sistem penggerak *drivetrain* dengan penambahan *Torsional Vibration Absorber* (*with TVA*) memiliki *trend line* yang cenderung naik, yaitu semakin besar variasi torsi *engine* (T_e) maka maksimum kecepatan dan percepatan semakin besar. Hal ini dikarenakan torsi *engine* (T_e) berbanding lurus dengan kecepatan ($\dot{\theta}$) dan percepatan ($\ddot{\theta}$).



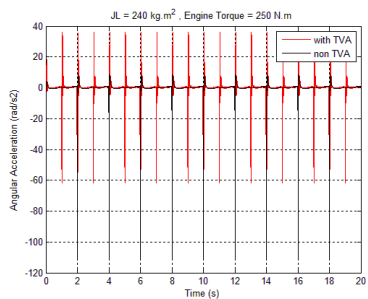
(a)



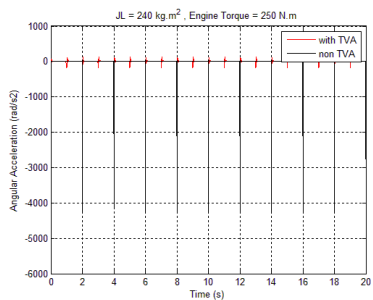
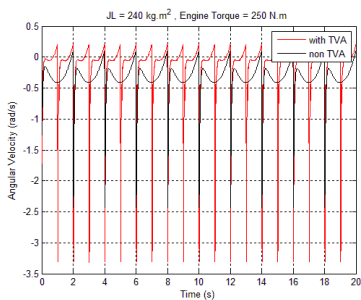
(b)



(c)



(d)



(e)

(f)

Gambar 5.14 Grafik perbandingan respon dinamis kecepatan (a-c-e) dan percepatan (b-d-f) pada momen inersia *load* (a-b), transmisi (c-d) dan *clutch* (e-f) dengan dan tanpa penambahan *torsional vibration absorber* terhadap waktu dengan torsi *engine* (T_e) sebesar 250 N.m dengan periode 1 s

Gambar 5.14 merupakan grafik perbandingan respon dinamis kecepatan (a-c-e) dan percepatan (b-d-f) pada momen inersia *load* (a-b), transmisi (c-d) dan *clutch* (e-f) dengan dan tanpa penambahan *torsional vibration absorber* terhadap waktu dengan torsi *engine* (T_e) sebesar 250 N.m dengan periode 1 s. Dari keenam grafik tersebut terlihat bahwa besar maksimum kecepatan dan percepatan pada sistem dengan penambahan *Torsional Vibration Absorber* lebih besar dibanding tanpa penambahan *Torsional Vibration Absorber*. Hal ini dikarenakan besar efek redaman mempengaruhi nilai maksimum kecepatan dan percepatan.

Dapat dilihat bahwa ketika periode diturunkan dari 2 s menjadi 1 s (frekuensi meningkat dari 0,5 Hz menjadi 1 Hz) maka nilai *overshoot* akan semakin tinggi. Hal ini dikarenakan sesuai dengan rumus $x(t) = e^{-\zeta\omega_n t} \sin(\omega_d t + \phi)$ semakin besar nilai periode (t) maka *overshoot* semakin kecil karena berbanding terbalik.

Dan dapat dilihat pada tabel 5.3 bahwa besar nilai efek redaman pada sistem dengan penambahan *Torsional Vibration Absorber* terjadi lebih besar dibanding tanpa penambahan *Torsional Vibration Absorber* di setiap momen inersia pada *load*, transmisi dan *clutch*. Serta efek redaman yang terjadi terlihat dengan besar prosentase pada *load* adalah 24-90 %, pada transmisi 25-92 % dan pada *clutch* 26,5-92,5 %.

Sehingga hal ini dapat membuktikan bahwa nilai torsi *engine* (T_e) berbanding lurus dengan kecepatan ($\dot{\theta}$) dan percepatan ($\ddot{\theta}$) (persamaan 4.2).

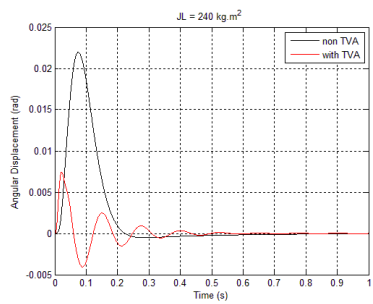
5.4 Perbandingan Respon Dinamis Sistem Penggerak *Drivetrain* Truk dengan dan tanpa Penambahan *Torsional Vibration Absorber* dengan Input *Bump Modified*

Sama dengan simulasi sistem Torsional Vibration Absorber yang diaplikasikan pada sistem penggerak drivetrain dengan input periodic. Kemudian dilakukan lagi simulasi sistem Torsional Vibration Absorber yang diaplikasikan pada sistem penggerak drivetrain dengan input bump modified. Untuk sistem Torsional Vibration Absorber tersebut digunakan spesifikasi pada sistem Torsional Vibration Absorber, yaitu momen inersia (J_{TVA}) 0,245 kg.m², konstanta pegas torsional (k_{TVA}) 3000 N.m/rad, koefisien redam torsional (c_{TVA}) 45 N.m.s/rad dan variasi momen inersia load (J_L) adalah 240 kg.m², 320 kg.m² dan 400 kg.m². Parameter tersebut diambil karena merupakan parameter yang menghasilkan torsi redam terbesar. Hal ini sesuai dengan rumus torsi redam (persamaan 4.1), yaitu torsi redam berbanding lurus dengan momen inersia dan koefisien redam torsional. Dimana parameter-parameter yang disimulasikan terlihat pada tabel 5.7.

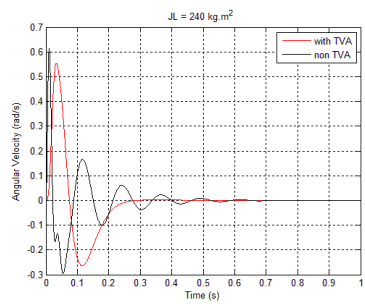
Tabel 5.7 Parameter yang digunakan saat simulasi respon dinamis pada pasangan momen inersia (J_{TVA}), koefisien redam torsional (c_{TVA}) dan konstanta pegas torsional (k_{TVA}) dengan variasi masing-masing momen inersia *load* (J_L)

Momen Inersia (J_{TVA})	Koefisien Redam Torsional (c_{TVA})	Konstanta Pegas Torsional (k_{TVA})	Momen Inersia <i>Load</i> (J_L)

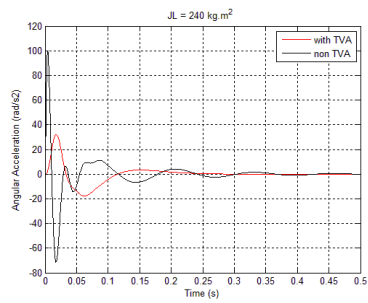
0,245 kg.m ²	45 N.m.s/rad	3000 N.m/rad	240 kg.m ²
			320 kg.m ²
			400 kg.m ²



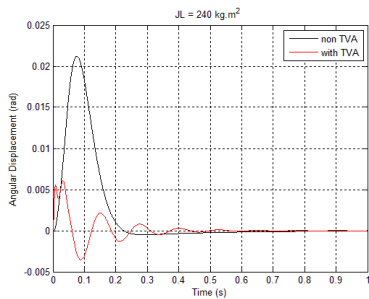
(a)



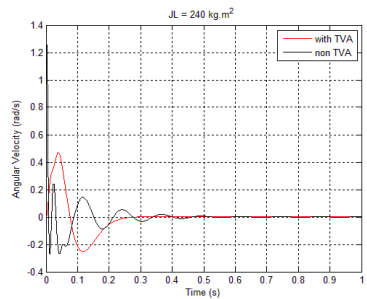
(b)



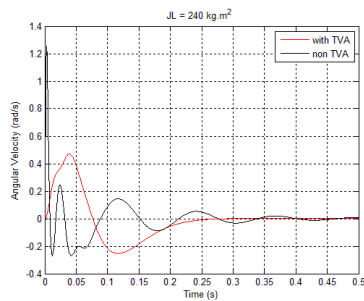
(c)



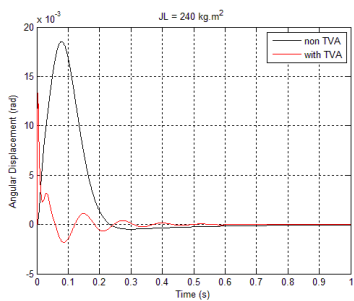
(d)



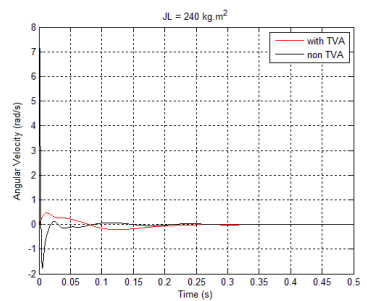
(e)



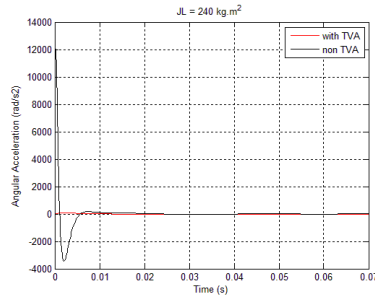
(f)



(g)



(h)



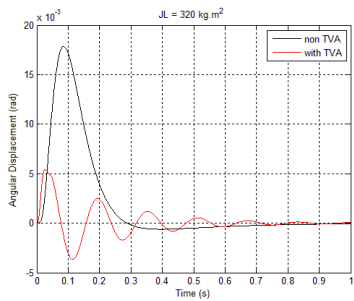
(i)

Gambar 5.15 Grafik perbandingan respon dinamis perpindahan (a-d-g), kecepatan (b-d-h) dan percepatan (c-f-i) pada momen inersia *load* (a-b-c), transmisi (d-e-f) dan *clutch* (h-i-j) dengan dan tanpa penambahan *torsional vibration absorber* terhadap waktu dengan momen inersia *load* (J_L) sebesar 240 kg.m^2

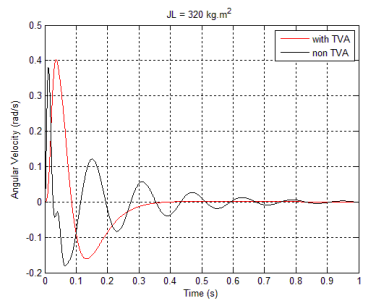
Gambar 5.15 merupakan grafik perbandingan respon dinamis perpindahan (a-d-g), kecepatan (b-d-h), dan percepatan (c-f-i) pada momen inersia *load* (a-b-c), transmisi (d-e-f) dan *clutch* (h-i-j) dengan dan tanpa penambahan *torsional vibration absorber* terhadap waktu dengan momen inersia *load* sebesar 240 kg.m^2 . Dari kesembilan grafik tersebut respon *transient* yang didapat pada sistem penggerak *drivetrain* dengan penambahan sistem *Torsional Vibration Absorber* membutuhkan waktu untuk mencapai kondisi *steady state* yang lebih cepat dibandingkan tanpa sistem *Torsional Vibration Absorber*. Dan nilai maksimum perpindahan, kecepatan dan percepatan lebih rendah sistem *Torsional Vibration Absorber* dibandingkan tanpa sistem *Torsional Vibration Absorber*.

Maka dapat dikatakan penambahan sistem *Torsional Vibration Absorber* dapat meredam nilai kecepatan dan percepatan getaran pada *load*, transmisi dan *clutch* dan dapat

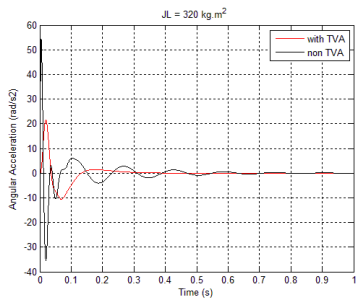
membuat sistem lebih cepat untuk mencapai kondisi *steady state*.



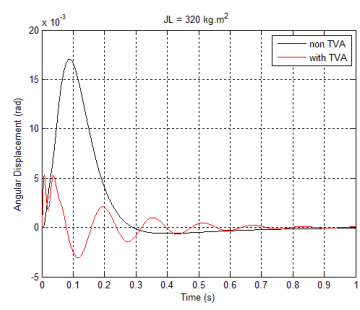
(a)



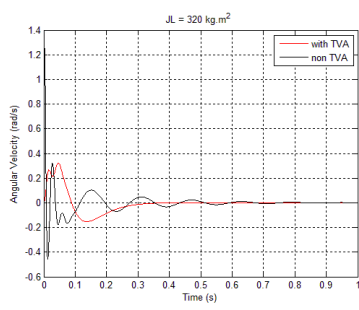
(b)



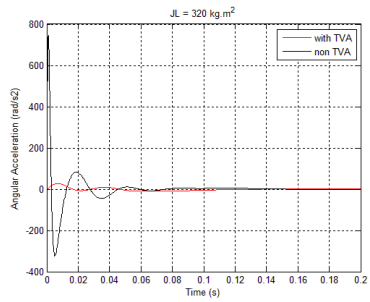
(c)



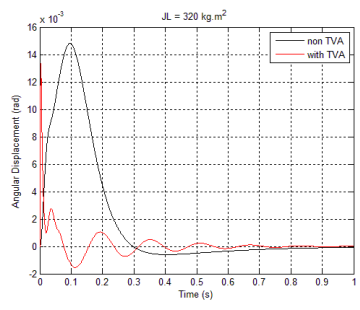
(d)



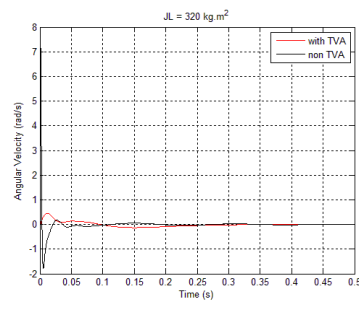
(e)



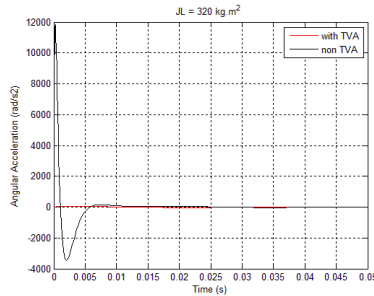
(f)



(g)



(h)



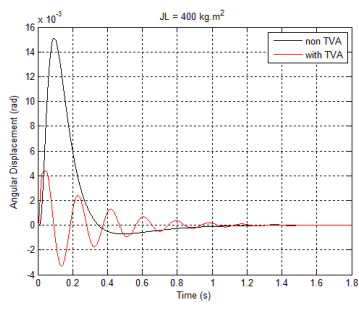
(i)

Gambar 5.16 Grafik perbandingan respon dinamis perpindahan (a-d-g), kecepatan (b-d-h) dan percepatan (c-f-i) pada momen inersia *load* (a-b-c), transmisi (d-e-f) dan *clutch* (h-i-j) dengan dan tanpa penambahan *torsional vibration absorber* terhadap waktu dengan momen inersia *load* (J_L) sebesar 320 kg.m^2

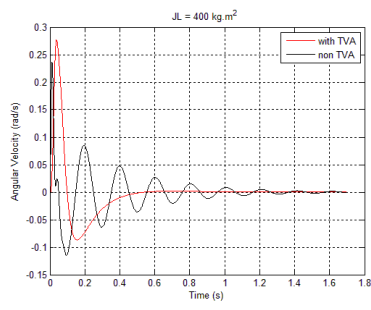
Gambar 5.16 merupakan grafik perbandingan respon dinamis perpindahan (a-d-g), kecepatan (b-d-h), dan percepatan (c-f-i) pada momen inersia *load* (a-b-c), transmisi (d-e-f) dan *clutch* (h-i-j) dengan dan tanpa penambahan *torsional vibration absorber* terhadap waktu dengan momen inersia *load* sebesar 320 kg.m^2 . Dari kesembilan grafik tersebut respon *transient* yang didapat pada sistem penggerak *drivetrain* dengan penambahan sistem *Torsional Vibration Absorber* membutuhkan waktu untuk mencapai kondisi *steady state* yang lebih cepat dibandingkan tanpa sistem *Torsional Vibration Absorber*. Dan nilai maksimum perpindahan, kecepatan dan percepatan lebih rendah sistem *Torsional Vibration Absorber* dibandingkan tanpa sistem *Torsional Vibration Absorber*.

Maka dapat dikatakan penambahan sistem *Torsional Vibration Absorber* dapat meredam nilai kecepatan dan

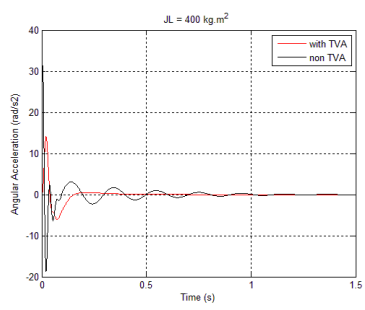
percepatan getaran pada load, transmisi dan *clutch* dan dapat membuat sistem lebih cepat untuk mencapai kondisi *steady state*.



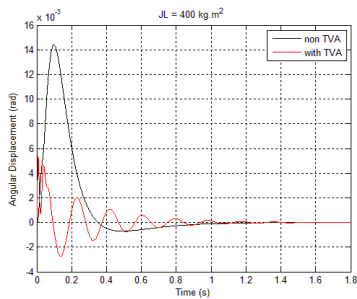
(a)



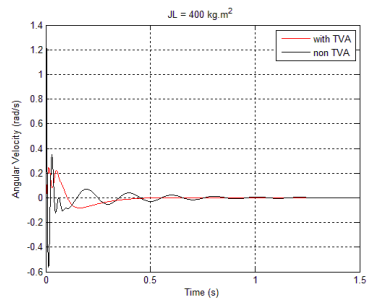
(b)



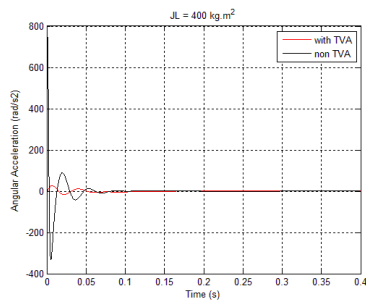
(c)



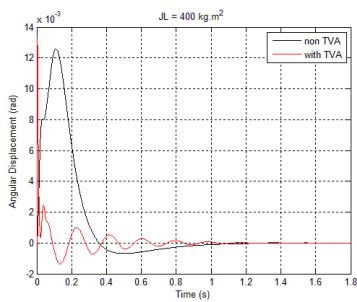
(d)



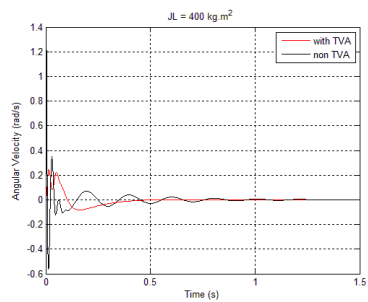
(e)



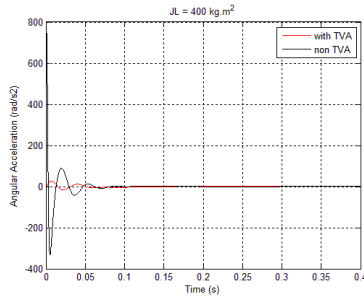
(f)



(g)



(h)



(i)

Gambar 5.17 Grafik perbandingan respon dinamis perpindahan (a-d-g), kecepatan (b-d-h) dan percepatan (c-f-i) pada momen inersia *load* (a-b-c), transmisi (d-e-f) dan *clutch* (h-i-j) dengan dan tanpa penambahan *torsional vibration absorber* terhadap waktu dengan momen inersia *load* (J_L) sebesar 400 kg.m^2

Gambar 5.17 merupakan grafik perbandingan respon dinamis perpindahan (a-d-g), kecepatan (b-d-h), dan percepatan (c-f-i) pada momen inersia *load* (a-b-c), transmisi (d-e-f) dan *clutch* (h-i-j) dengan dan tanpa penambahan *torsional vibration absorber* terhadap waktu dengan momen inersia load sebesar 400 kg.m^2 . Dari kesembilan grafik tersebut respon *transient* yang didapat pada sistem penggerak *drivetrain* dengan penambahan sistem *Torsional Vibration Absorber* membutuhkan waktu untuk mencapai kondisi *steady state* yang lebih cepat dibandingkan tanpa sistem *Torsional Vibration Absorber*. Dan nilai maksimum perpindahan, kecepatan dan percepatan lebih rendah sistem *Torsional Vibration Absorber* dibandingkan tanpa sistem *Torsional Vibration Absorber*.

Maka dapat dikatakan penambahan sistem *Torsional Vibration Absorber* dapat meredam nilai kecepatan dan percepatan getaran pada load, transmisi dan *clutch* dan dapat

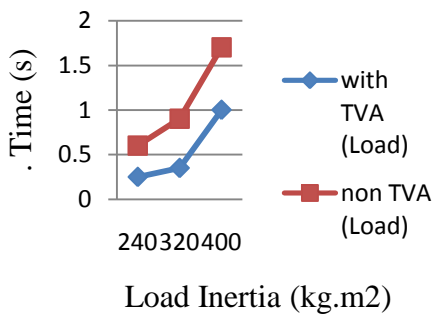
membuat sistem lebih cepat untuk mencapai kondisi *steady state*.

Pada tabel 5.8 menunjukkan data *settling time* dari gambar 5.15 sampai 5.17. Dari data tersebut, dibuat grafik pengaruh variasi momen inersia *load* (J_L) terhadap *settling time* dengan dan tanpa penambahan sistem *Torsional Vibration Absorber*.

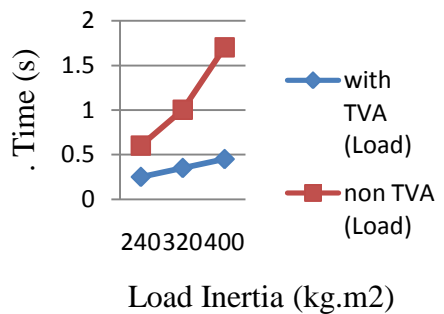
Tabel 5.8 Nilai *settling time* pada perpindahan, kecepatan dan percepatan dengan dan tanpa penambahan sistem *Torsional Vibration Absorber* terhadap masing-masing momen inersia *load* (J_L) pada momen inersia *load*, transmisi dan *clutch*

Momen Inersia Load (J_L)	Posisi		Displacement	Velocity	Acceleration	Damping Effect
240 kg.m ²	Load	with TVA	0,25 s	0,25 s	0,25 s	37,5-58,3 %
		non TVA	0,60 s	0,60 s	0,40 s	
	Transmisi	with TVA	0,25 s	0,25 s	0,25 s	50-58,3 %
		non TVA	0,60 s	0,50 s	0,50 s	
	Clutch	with TVA	0,25 s	0,20 s	0,005 s	50-76 %
		non TVA	0,60 s	0,30 s	0,01 s	
320 kg.m ²	Load	with TVA	0,35 s	0,35 s	0,26 s	62-65%
		non TVA	0,90 s	1 s	0,70 s	
	Transmisi	with TVA	0,35 s	0,35 s	0,06 s	56-61 %

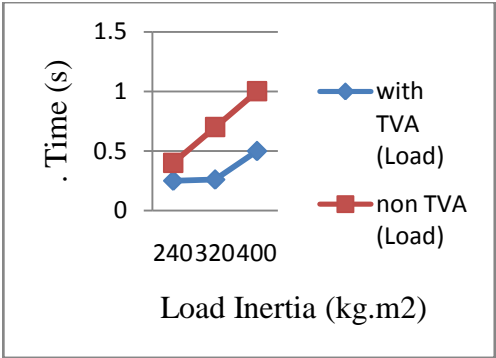
	<i>Clutch</i>	non TVA	0,90 s	0,80 s	0,14 s	37,5-61 %
		with TVA	0,35 s	0,25 s	0,006 s	
		non TVA	0,90 s	0,40 s	0,011 s	
400 kg.m ²	<i>Load</i>	with TVA	1 s	0,45 s	0,50 s	50-73 %
		non TVA	1,70 s	1,70 s	1 s	
	Transmisi	with TVA	1 s	0,50 s	0,07 s	55-70 %
		non TVA	1,70 s	1,25 s	0,15 s	
	<i>Clutch</i>	with TVA	1 s	0,50 s	0,07 s	33-70 %
		non TVA	1,50 s	1,25 s	0,1 s	



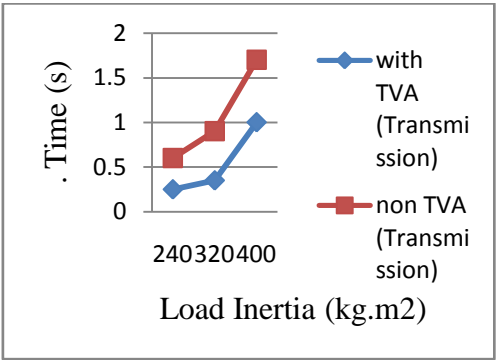
(a)



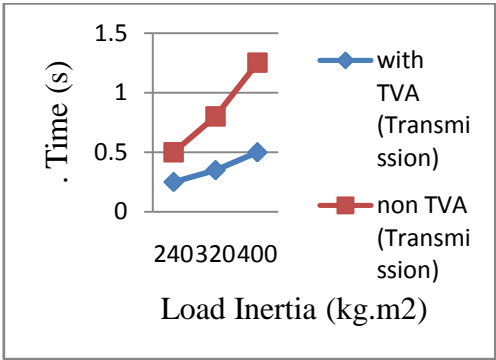
(b)



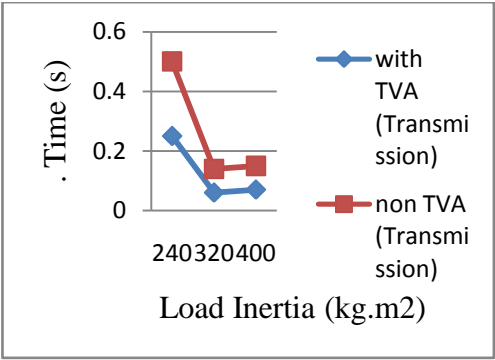
(c)



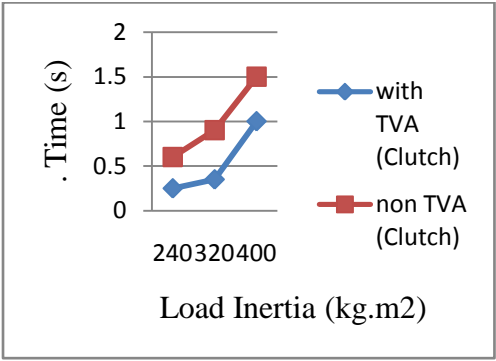
(d)



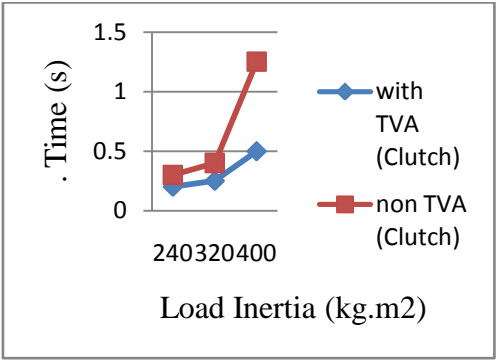
(e)



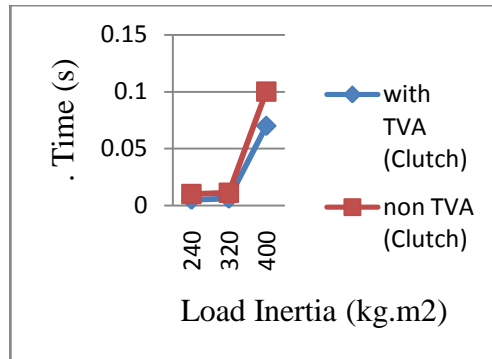
(f)



(g)



(h)



(i)

Gambar 5.18 Perbandingan nilai *settling time* pada perpindahan (a-d-g), kecepatan (b-e-h) dan percepatan (c-f-i) pada momen inersia *load* (a-b-c), transmisi (d-e-f) dan *clutch* (h-i-j) dengan dan tanpa penambahan sistem *Torsional Vibration Absorber* terhadap masing-masing momen inersia *load* (J_L)

Dari gambar 5.18, dapat dilihat pada sistem penggerak *drivetrain* tanpa penambahan *Torsional Vibration Absorber* (*non TVA*) memiliki *trend line* yang naik seiring dengan bertambahnya momen inersia *load* (J_L), yaitu besar waktu yang dibutuhkan untuk mencapai kondisi *steady state* terhadap variasi momen inersia *load* (J_L) semakin besar besar. Hal ini dikarenakan momen inersia *load* (J_L) yang semakin besar malah akan membuat sistem lebih lama mencapai kondisi *steady state*. Maka semakin besar momen inersia *load* (J_L) yang diberikan, respon *transient* akan semakin lama sehingga kondisi *steady state* akan lama untuk dicapai. Sedangkan sistem penggerak *drivetrain* dengan penambahan *Torsional Vibration Absorber* (*with TVA*) memiliki *trend line* yang cenderung naik juga, yaitu semakin besar momen

inersia *load* (J_L) maka waktu yang dibutuhkan untuk mencapai kondisi *steady state* semakin besar juga. Hal ini dikarenakan momen inersia *load* (J_L) yang semakin besar malah akan membuat sistem lebih lama mencapai kondisi *steady state*. Maka semakin besar momen inersia *load* (J_L) yang diberikan, respon *transient* akan semakin lama sehingga kondisi *steady state* akan lama untuk dicapai.

Dengan penambahan sistem *Torsional Vibration Absorber*, sistem penggerak *drivetrain* akan lebih cepat mencapai kondisi *steady*. Dan dapat dilihat bahwa respon *transient* pada sistem dengan penambahan *Torsional Vibration Absorber* terjadi lebih cepat sehingga cepat mencapai kondisi *steady state*. Serta efek redaman yang terjadi dibuktikan dengan besar prosentase dari pengurangan *settling time* pada *load* adalah 37,5-73 %, pada transmisi 50-70 % dan pada *clutch* 50-70 %.

Sehingga hal ini dapat membuktikan bahwa energi yang diserap dari torsi redam akan lebih maksimal jika momen inersia *load* (J_L) yang diberikan semakin kecil, karena sesuai dalam *free body diagram* dapat dilihat bahwa arah gerak momen inersia *load* (J_L) berlawanan arah dengan torsi redam (gambar 4.2). Dan besarnya *settling time* berbanding terbalik dengan besarnya *damping ratio* (ζ), serta semakin besar *damping ratio* (ζ) yang diberikan maka torsi redam semakin besar sehingga semakin cepat mencapai kondisi *steady state*. Sesuai dengan rumus $x(t) = e^{-\zeta\omega_n t} \sin(\omega_d t + \phi)$.

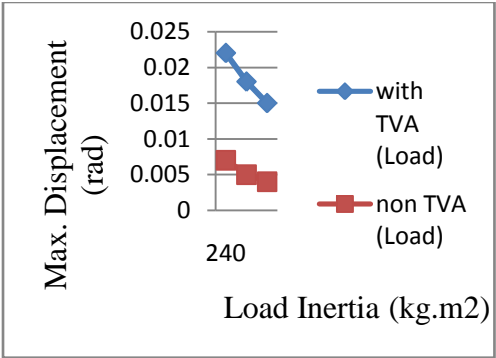
Selanjutnya pada tabel 5.9 menunjukkan data nilai maksimum (*overshoot*) perpindahan, kecepatan dan percepatan dari gambar 5.15 sampai 5.17. Dari data tersebut, dibuat grafik pengaruh variasi momen inersia *load* (J_L) terhadap nilai maksimum (*overshoot*) perpindahan, kecepatan dan

percepatan dengan dan tanpa penambahan sistem *Torsional Vibration Absorber*, yaitu pada gambar 5.19.

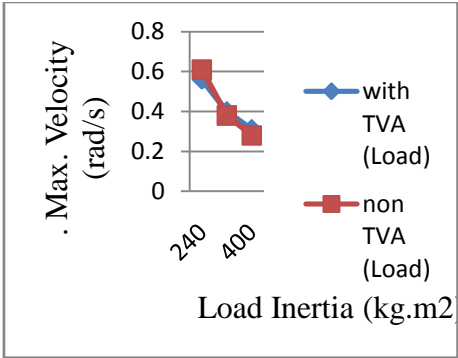
Tabel 5.9 Nilai maksimum (*overshoot*) pada perpindahan, kecepatan dan percepatan dengan dan tanpa penambahan sistem *Torsional Vibration Absorber* terhadap masing-masing momen inersia *load* (J_L) pada momen inersia *load*, transmisi dan *clutch*

Momen Inersia Load (J_L)	Posisi		Displacement (rad)	Velocity (rad/s)	Acceleration (rad/s ²)	Damping Effect
240 kg.m ²	Load	with TVA	0,007	0,56	32,21	32,5-50 %
		non TVA	0,022	0,61	100,13	
	Transmisi	with TVA	0,006	0,47	27,99	35-55 %
		non TVA	0,021	1,26	745,23	
	Clutch	with TVA	0,014	0,46	68,49	60-70 %
		non TVA	0,018	7,23	19880,3	
320 kg.m ²	Load	with TVA	0,005	0,40	21,57	35-60 %
		non TVA	0,018	0,38	54,27	
	Transmisi	with TVA	0,005	0,32	27,15	40-64,5 %
		non TVA	0,017	1,25	745,04	
	Clutch	with TVA	0,013	0,45	68,48	70-76 %

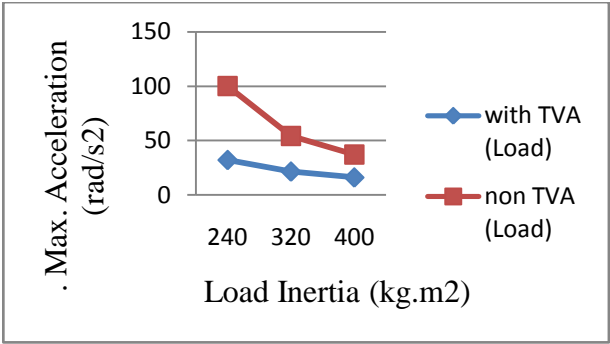
		non TVA	0,015	7,22	11800,1	
400 kg.m ²	Load	with TVA	0,04	0,31	16,16	37,5-70 %
		non TVA	0,015	0,28	37,28	
	Transmisi	with TVA	0,004	0,25	26,89	45-75 %
		non TVA	0,014	1,24	744,59	
	Clutch	with TVA	0,012	0,44	68,47	75-85 %
		non TVA	0,013	7,21	11799	



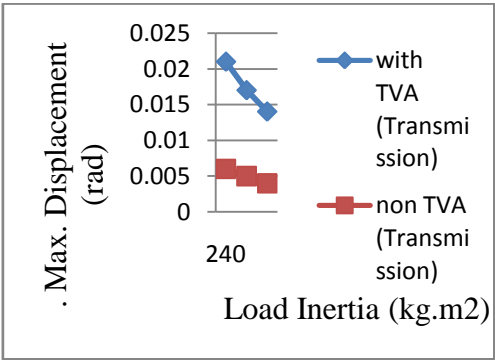
(a)



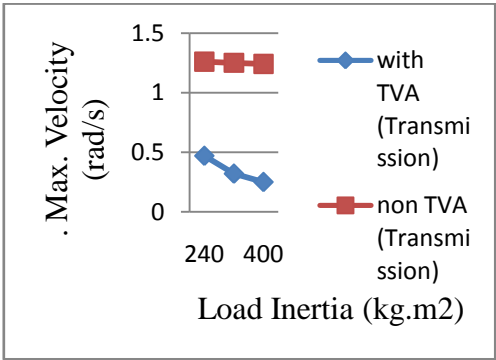
(b)



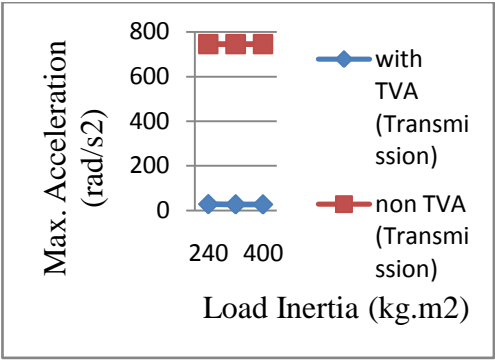
(c)



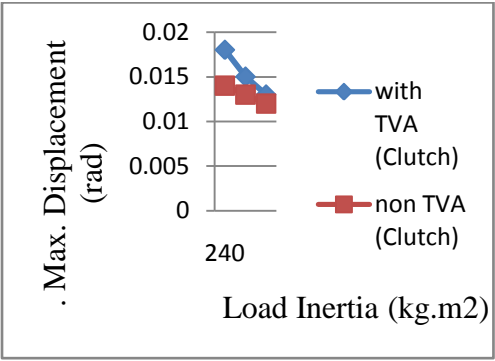
(d)



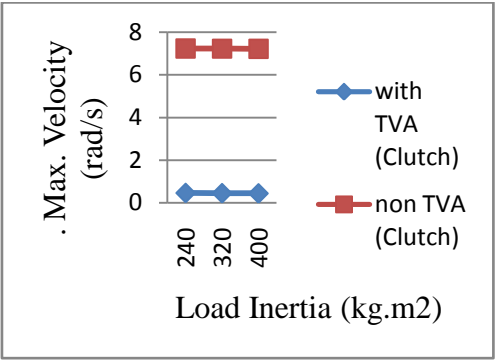
(e)



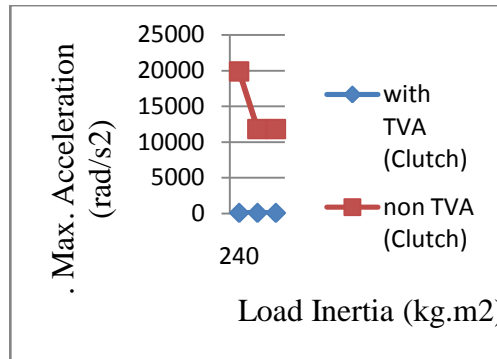
(f)



(g)



(h)



(i)

Gambar 5.19 Perbandingan nilai maksimum pada perpindahan (a-d-g), kecepatan (b-e-h) dan percepatan (c-f-i) pada momen inersia *load* (a-b-c), transmisi (d-e-f) dan *clutch* (h-i-j) dengan dan tanpa penambahan sistem *Torsional Vibration Absorber* terhadap masing-masing momen inersia *load* (J_L)

Dari gambar 5.19, dapat dilihat pada sistem penggerak *drivetrain* tanpa penambahan *Torsional Vibration Absorber* (*non TVA*) memiliki *trend line* yang cenderung turun, yaitu semakin besar variasi momen inersia *load* (J_L) maka maksimum perpindahan, kecepatan dan percepatan semakin kecil. Hal ini dikarenakan momen inersia *load* (J_L) yang semakin besar maka getaran awal yang terjadi akan semakin kecil dan akan kembali pada kondisi *steady state* lebih lama. Sedangkan sistem penggerak *drivetrain* dengan penambahan *Torsional Vibration Absorber* (*with TVA*) memiliki *trend line* yang cenderung turun juga, yaitu semakin besar momen inersia *load* (J_L) maka maksimum perpindahan, kecepatan dan percepatan semakin kecil. Hal ini dikarenakan momen inersia *load* (J_L) yang semakin

besar maka getaran awal yang terjadi akan semakin kecil dan akan kembali pada kondisi *steady state* lebih lama.

Dan dapat dilihat bahwa besar nilai maksimum pada sistem dengan penambahan *Torsional Vibration Absorber* terjadi lebih kecil. Serta efek redaman yang terjadi dibuktikan dengan besar prosentase dari pengurangan *overshoot* pada *load* adalah 32,5-70 %, pada transmisi 35-75 % dan pada *clutch* 60-85 %.

Sehingga hal ini dapat membuktikan bahwa energi yang diserap dari torsi redam akan lebih maksimal jika momen inersia *load* (J_L) yang diberikan semakin kecil, karena momen inersia *load* (J_L) yang semakin kecil maka getaran awal yang terjadi akan lebih besar dan akan kembali pada kondisi *steady state* lebih cepat. Dan besarnya *overshoot* berbanding terbalik dengan besarnya *damping ratio* (ζ), serta semakin besar besar *damping ratio* (ζ) yang diberikan sehingga torsi redam semakin besar maka nilai maksimum akan lebih kecil. Sesuai dengan rumus $x(t) = e^{-\zeta\omega_n t} \sin(\omega_d t + \phi)$.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB VI

KESIMPULAN DAN SARAN

6.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil simulasi dan analisis pada sistem *Torsional Vibration Absorber* dan sistem penggerak *drivetrain* dengan penambahan sistem *Torsional Vibration Absorber*, maka dapat disimpulkan bahwa:

1. Semakin besar frekuensi, maka torsi redam yang dihasilkan akan semakin besar. Hal ini dikarenakan frekuensi berbanding lurus dengan perpindahan, kecepatan maupun percepatan, kemudian perpindahan, kecepatan maupun percepatan juga berbanding lurus dengan torsi redam yang dihasilkan. Maka dari itu pada frekuensi tinggi yaitu 8 Hz maka torsi redam makin bagus.
2. Semakin besar koefisien redam torsional dan konstanta pegas torsional, maka akan semakin besar torsi redam yang dihasilkan. Hal ini sesuai dengan rumus torsi redam yang digunakan, yaitu koefisien redam torsional dan konstanta pegas torsional berbanding lurus dengan torsi redam yang dihasilkan. Jadi koefisien redam torsional *Torsional Vibration Absorber* yang dipilih 45 N.m.s/rad dan konstanta pegas torsional *Torsional Vibration Absorber* yang dipilih 3000 N.m/rad.
3. Semakin besar torsi *engine* yang diberikan maka semakin besar efek redaman yang terjadi. Dan nilai maksimum kecepatan dan perpindahan pada sistem penggerak *drivetrain* truk dengan penambahan sistem *Torsional Vibration Absorber* dibanding tanpa penambahan. Efek redaman terbesar terjadi di *clutch* dan terkecil di *load*. Kenaikan angka maksimum (*overshoot*) untuk grafik kecepatan dan percepatan terhadap waktu sekitar 24 – 92 %.

4. Pada sistem penggerak *drivetrain* truk dengan penambahan sistem *Torsional Vibration Absorber*, terlihat bahwa semakin kecil momen inersia *load* (beban pada truk) yang diberikan maka akan *settling time* untuk komponen *load*, transmisi dan *clutch* yang terjadi akan semakin cepat. Hal ini sesuai, karena arah gerak momen inersia *load* berlawanan arah dengan torsi redam. Dan ini akan malah menambah torsi yang terjadi pada sistem dan mengurangi torsi redam. Sedangkan semakin kecil nilai momen inersia *load* yang diberikan maka akan *overshoot* yang terjadi akan semakin besar. Hal ini dikarenakan momen inersia *load* yang semakin kecil maka getaran awal yang terjadi akan lebih besar dan akan kembali pada kondisi *steady state* lebih cepat.
5. Dengan penambahan sistem *Torsional Vibration Absorber* pada sistem penggerak *drivetrain* truk akan membuat respon *transient* terjadi lebih cepat sehingga lebih cepat untuk mencapai kondisi *steady state* dibanding tanpa penambahan sistem *Torsional Vibration Absorber*. Dengan waktu mencapai *steady state* 35 – 70 % lebih cepat dengan adanya penambahan sistem *Torsional Vibration Absorber*. Hal ini sesuai dengan rumus respon total $x(t)$, yaitu besarnya *settling time* berbanding terbalik dengan besarnya *damping ratio* (ζ), dan semakin besar *damping ratio* (ζ) yang diberikan sehingga torsi redam semakin besar maka semakin cepat mencapai kondisi *steady state*.
6. Dengan penambahan sistem *Torsional Vibration Absorber* pada sistem penggerak *drivetrain* akan membuat maksimum perpindahan, kecepatan dan percepatan lebih rendah sehingga lebih cepat untuk mencapai kondisi *steady state* dibanding tanpa penambahan sistem *Torsional Vibration Absorber*. Dengan pengurangan angka maksimum 32 - 85 % lebih rendah dengan adanya penambahan sistem *Torsional*

Vibration Absorber. Hal ini sesuai dengan rumus respon total $x(t)$, yaitu besarnya *overshoot* berbanding terbalik dengan besarnya *damping ratio* (ζ), serta semakin besar *damping ratio* (ζ) yang diberikan sehingga torsi redam semakin besar maka nilai maksimum akan lebih kecil.

6.2 Saran

Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan, saran untuk pengembangan dalam penelitian selanjutnya adalah sebagai berikut:

1. Disarankan pada penelitian selanjutnya untuk mencoba parameter konstanta pegas torsional dan koefisien redam torsional yang lebih sesuai dan mampu meredam maksimal.
2. Disarankan pada penelitian selanjutnya untuk menggunakan mekanisme sistem *Torsional Vibration Absorber* yang berbeda.
3. Disarankan pada penelitian selanjutnya untuk mengaplikasikan sistem *Torsional Vibration Absorber* ini pada kendaraan yang belum ada sistem *Torsional Vibration Absorber*.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR PUSTAKA

- [1] A. Fidlin, R. Seebacher. 2006. **DMF Simulation Techniques 8th edition page 55-71**. LuK symposium.
- [2] A. S. Alsuwaiyan dan S. W. Shaw. 2000. **Performance and Dynamic Stability of General-Path Centrifugal Pendulum Vibration Absorbers**. U.S.A : Michigan State University University.
- [3] Chungfeng, Lv. 2008. **The Characteristic Study on Torsion Vibration of Dual Mass Flywheel and Its Simulation Analysis**. China : Shanghai Jiaotong University.
- [4] Ewins, [D. J.](#). 1994. **Modal testing: theory, practice, and application**. Michigan : Research Studies Press, Michigan University.
- [5] I Nyoman Sutantra dan Bambang . 2010. **Teknologi Otomotif Edisi Kedua**. Surabaya : Guna Widia.
- [6] Jiwon J. Oh, Seibum B. Choi dan Jinsung Kim. 2014. **Driveline Modeling and Estimation of Individual Clutch Torque During Gear Shifts for Dual Clutch Transmission**. Republik of Korea : KAIST.
- [7] Liu Hui dan Xiang Changle. 2009. **The Research of influence on power transmission system of the Elastic Coupling page 349-354 Mechanical Strength**. China : Academy of Armored Forces Engineering Institute Beijing.
- [8] Li Quan Song, Li Ping Zeng, Shu Ping Zhang, Jian Dong Zhou dan Hong En Niu. 2014. **Design and analysis of a dual mass flywheel with continuously variable stiffness based on compensation principle**. China : Chongqing University.
- [9] Prabawati, Hilda Yunita. 2015. **Pemodelan dan Analisis Pengaruh Perubahan Parameter pada Sistem Torsional Vibration Absorber terhadap Torsi Redam dan Respon Dinamis dari Sistem**

Penggerak *Drivetrain* pada Mobil dengan Kapasitas *Engine* 1200 cc. Surabaya : Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

- [10] Rao, Singiresu S. 2011. **Mechanical Vibrations Fifth Edition.** Miami : Pearson Education, Inc.
- [11] Shiyang, Xu. 2007. **Research on Dual Mass Flywheel of Automobile Transmission.** China : Jilin University.
- [12] Wilson, W. Ker. 1968. **Practical Solutions of Torsional Vibration Problems, Vol. IV.** London : Chapman & Hall Ltd; chapter XXX.
- [13] Wu Fei dan Mao Heng. 2010. **Dual Mass Flywheel Torsion Vibration Test-bed page 758-761.** China : Information and Management Engineering Wuhan University of Technology.
- [14] Yudong, Lu. 2007. **Research on multi-step nonlinearity dual mass flywheel.** China : Jilin University.
- [15] Zheng, Li. 2005. **A Study and Development of DMF350 dual mass flywheel.** China : Jilin University.
- [16] 1998. **Optimizing Vehicle NVH Characteristics for Driveline Integration**

BIODATA PENULIS



Adisylva Yudhistiro dilahirkan di Mojokerto, 30 Agustus 1994 anak yang terlahir dari orangtua bernama Agest Widodo dan Wiwien Dyah Srie B. Riwayat pendidikan penulis diawali di SD Islam As-Shofa pada tahun 2000-2006. Penulis melanjutkan pendidikannya di SMPN 1 Pekanbaru pada tahun 2006-2008 kemudian pindah ke SMPN 8 Tangerang Selatan pada tahun 2008-2009 dan kemudian melanjutkan pendidikannya di SMAN 2 Tangerang Selatan pada tahun 2009-2012. Selanjutnya penulis

melanjutkan pendidikan jenjang S-1 Jurusan Teknik Mesin di Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya melalui jalur SNMPTN Tulis.

Penulis aktif dalam kegiatan akademik maupun organisasi selama perkuliahan. Penulis juga pernah menjadi asisten dosen di kelas maupun asisten Laboratorium Desain. Penulis pernah mengikuti kepanitiaan beberapa event Teknik Mesin salah satunya adalah Mechanical city 2013 sebagai staff publikasi dan Mechanical City 2014 staff perlengkapan. Untuk organisasi penulis aktif menjadi staff keilmiah Ash-Shaff tahun 2013-2014, kemudian menjadi staff ahli keilmiah Ash-Shaff tahun 2014-2015.

Motto hidup penulis “Life is chosen” menjadikan penulis lebih tegas dalam menghadapi sebuah pilihan. Untuk semua informasi dan masukan terkait tugas akhir ini dapat menghubungi penulis melalui email adisylva29@gmail.com.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”